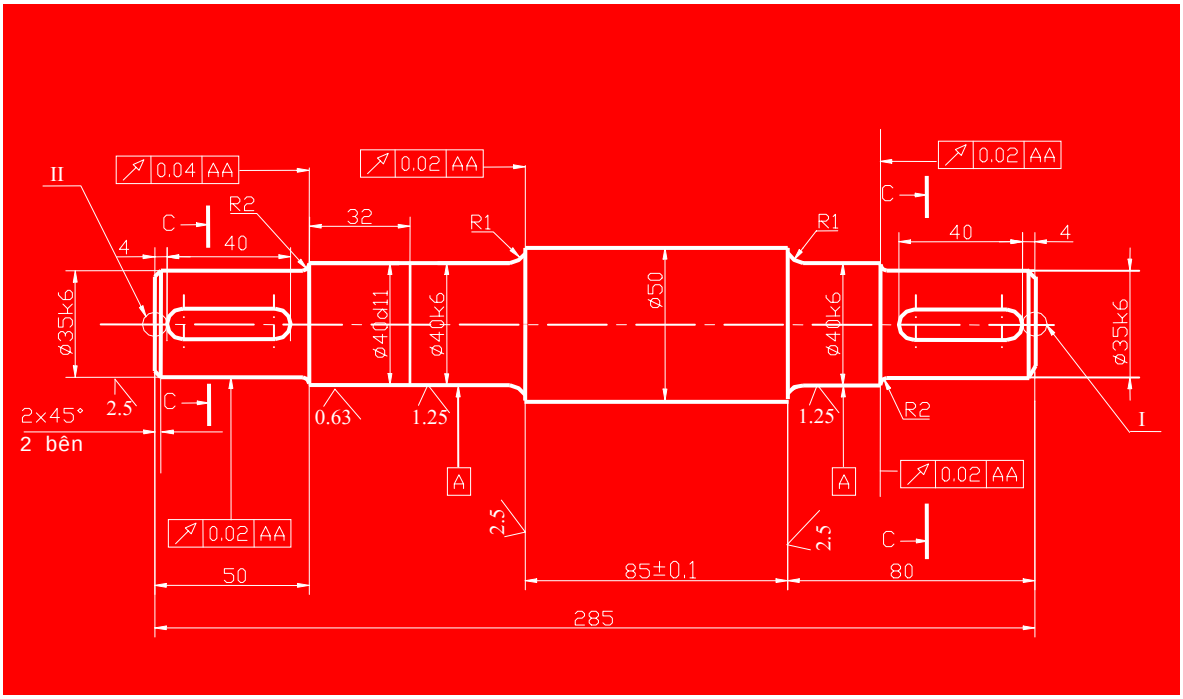
GIÁO TRÌNH

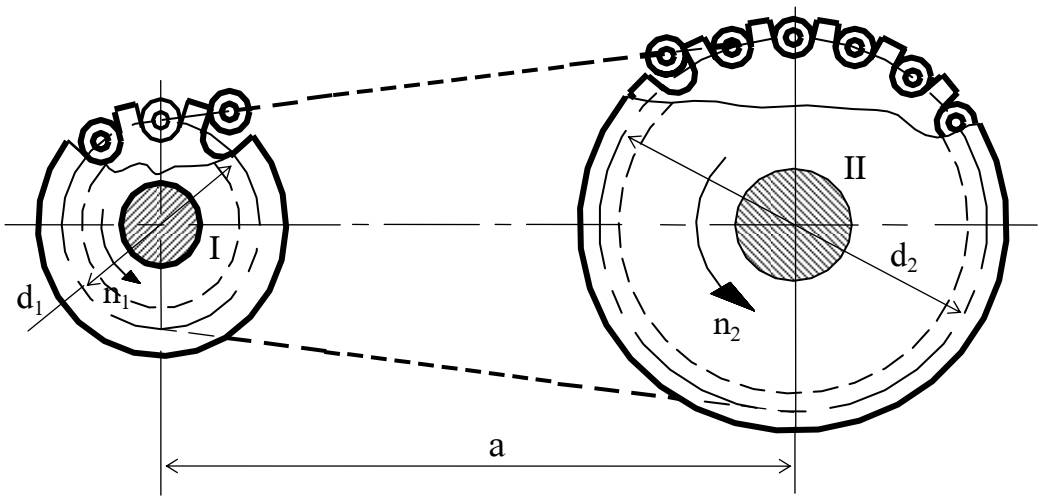
CHI TIẾT MÁY



PGS. TS. NGUYỄN VĂN YẾN

GIÁO TRÌNH

CHI TIẾT MÁY



MỤC LỤC

Trang

Các ký hiệu dùng trong Giáo trình chi tiết máy 4

Các đơn vị cơ bản 8

Phần thứ nhất: *Những đề cơ bản trong thiết kế máy và chi tiết máy*

Chương I: Đại cương về thiết kế máy và chi tiết máy

1.1. Các vấn đề chung 9

1.1.1. Máy, bộ phận máy và chi tiết máy 9

1.1.2. Những yêu cầu chủ yếu đối với máy, chi tiết máy 11

1.1.3. Các bước thiết kế một máy 12

1.1.4. Các bước thiết kế một chi tiết máy 13

1.1.5. Một số điểm cần chú ý khi thiết kế chi tiết máy 14

1.2. Tải trọng và ứng suất 16

1.2.1. Tải trọng tác dụng lên máy và chi tiết máy 16

1.2.2. Ứng suất 17

1.3. Độ bền mỏi của chi tiết máy 19

1.3.1. Hiện tượng phá hỏng do mỏi 19

1.3.2. Những nhân tố ảnh hưởng đến sức bền mỏi của chi tiết máy 20

1.3.3. Các biện pháp nâng cao sức bền mỏi của chi tiết máy 22

1.4. Vật liệu chế tạo chi tiết máy 23

1.4.1. Những yêu cầu đối với vật liệu chế tạo chi tiết máy 23

1.4.2. Các vật liệu thường dùng trong ngành chế tạo máy 23

1.5. Vấn đề tiêu chuẩn hoá trong thiết kế máy 26

1.5.1. Khái niệm chung 26

1.5.2. Các đối tượng được tiêu chuẩn hoá trong ngành chế tạo máy 26

1.5.3. Các cấp tiêu chuẩn hoá 27

1.5.4. Ích lợi của tiêu chuẩn hoá 28

Chương II: Các chỉ tiêu khả năng làm việc chủ yếu của chi tiết máy

2.1. Chỉ tiêu độ bền 29

2.1.1. Yêu cầu về độ bền 29

2.1.2. Cách xác định ứng suất sinh ra trong chi tiết máy 30

2.1.3. Cách xác định ứng suất cho phép 31

2.2. Chỉ tiêu độ bền mòn 32

2.3. Chỉ tiêu độ cứng 33

2.3.1. Yêu cầu về độ cứng 33

2.3.2. Cách đánh giá chỉ tiêu độ cứng của chi tiết máy 33

2.4. Chỉ tiêu chịu nhiệt 34
2.4.1. Yêu cầu về chỉ tiêu chịu nhiệt 34
2.4.2. Cách đánh giá chỉ tiêu chịu nhiệt của máy 34
2.5. Chỉ tiêu chịu dao động 35
Chương III: Độ tin cậy của máy và chi tiết máy
3.1. Những vấn đề chung 37
3.2. Cách xác định các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy 38
3.2.1. Tính xác suất làm việc không hỏng R và hỏng F của một đối tượng 38
3.2.2. Tính xác suất R_{nt} và F_{nt} của một hệ gồm n đối tượng mắc nối tiếp 39
3.2.3. Tính xác suất làm R_S và F_S của một hệ gồm m đối tượng mắc song song 39
3.2.4. Xác định cường độ hỏng $\lambda(t)$ 40
3.2.5. Xác định thời gian làm việc cho đến lần hỏng đầu tiên t_H 42
3.2.6. Xác định hệ số sử dụng K_{sd} 42
3.3. Các biện pháp nâng cao độ tin cậy của máy 42
Chương IV: Ứng dụng tin học trong thiết kế máy và chi tiết máy
4.1. Khái quát về ứng dụng tin học trong thiết kế máy 44
4.2. Những hướng chính ứng dụng tin học trong thiết kế máy 45
4.3. Các phương tiện để ứng dụng tin học vào thiết kế, chế tạo máy và chi tiết máy 46
4.3.1. Phần cứng 46
4.3.2. Phần mềm 47
4.4. Giới thiệu một số phần mềm sử dụng thiết kế chi tiết máy và bộ phận máy 47
4.5. Giới thiệu một số phần mềm thiết lập các bản vẽ và lập trình gia công trên máy công cụ CNC 51
4.5.1. Phần mềm AutoCad 51
4.5.2. Phần mềm MasteCam 53
4.5.3. Phần mềm Pro/Engineer Wildfere 55
4.5.4. Phần mềm Metacut Utilities 55
4.5.5. Công nghệ CAD/CAM và CAD/CAM/CNC 57

Phần thứ hai: *Các chi tiết máy lắp ghép*
Chương V: Mối ghép đinh tán
5.1. Những vấn đề chung 58
5.1.1. Giới thiệu mối ghép đinh tán 58
5.1.2. Phân loại mối ghép đinh tán 60

5.1.3. Kích thước chủ yếu của mối ghép đinh tán 60
5.2. Tính mối ghép đinh tán 61
5.2.1. Các dạng hỏng của mối ghép và chỉ tiêu tính toán 61
5.2.2. Tính mối ghép chắc chịu lực ngang 62
5.2.3. Tính mối ghép chắc chịu mô men uốn 63
5.2.4. Tính mối ghép chắc kín 64
5.2.5. Hệ số bền của mối ghép 65
5.2.6. Xác định ứng suất cho phép 66
Chương VI: Mối ghép ren
6.1. Những vấn đề chung 67
6.1.1. Giới thiệu mối ghép ren 67
6.1.2. Các chi tiết máy dùng trong mối ghép ren 69
6.1.3. Kích thước chủ yếu của mối ghép ren 70
6.1.4. Ghi ký hiệu lắp ghép cho mối ghép ren 71
6.1.5. Hiện tượng tự nới lỏng và các biện pháp phòng lỏng 71
6.2. Tính mối ghép ren 73
6.2.1. Các dạng hỏng của mối ghép ren và chỉ tiêu tính toán 73
6.2.2. Tính bu lông ghép lỏng chịu lực 74
6.2.3. Tính mối ghép ren xiết chặt không chịu lực 74
6.2.4. Tính mối ghép ren chịu lực ngang 76
6.2.5. Tính bu lông xiết chặt chịu lực dọc trục 77
6.2.6. Tính bu lông xiết chặt chịu đồng thời lực dọc và lực ngang 79
6.3. Tính mối ghép nhóm bu lông 80
6.4. Xác định ứng suất cho phép 80
Chương VII: Mối ghép hàn
7.1. Những vấn đề chung 81
7.1.1. Cách tạo mối hàn 81
7.1.2. Các loại mối hàn 82
7.1.3. Các kích thước chủ yếu của mối hàn 84
7.2. Tính mối hàn giáp mối 84
7.3. Tính mối hàn chồng 85
7.3.1. Sự phá hỏng mối hàn chồng và chỉ tiêu tính toán 85
7.3.2. Tính mối hàn chồng chịu lực 85
7.3.3. Tính mối hàn chồng chịu mô men uốn trong mặt phẳng ghép 87
7.3.4. Tính mối hàn chồng chịu đồng thời lực và mô men trong mặt phẳng ghép 89
7.4. Tính mối hàn góc 89

7.5. Tính mối hàn tiếp xúc 90
Chương VIII: Mối ghép độ dôi
8.1. Những vấn đề chung 91
8.1.1. Giới thiệu mối ghép độ dôi 91
8.1.2. Phương pháp lắp tạo mối ghép độ dôi 92
8.1.3. Các kích thước chủ yếu của mối ghép độ dôi 93
8.2. Tính mối ghép độ dôi 94
8.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán mối ghép độ dôi 94
8.2.2. Tính mối ghép độ dôi chịu mô men xoắn 95
Chương IX: Mối ghép then, then hoa và trục định hình
9.1. Mối ghép then 98
9.1.1. Giới thiệu về mối ghép then 98
9.1.2. Các kích thước chủ yếu của mối ghép then bằng 101
9.1.3. Tính mối ghép then bằng 101
9.2. Mối ghép then hoa 103
9.2.1. Giới thiệu mối ghép then hoa 103
9.2.2. Kích thước chủ yếu của mối ghép then hoa 105
9.2.3. Tính mối ghép then hoa 105
9.3. Mối ghép trục định hình 106
Chương X: Phân tích chọn mối ghép
10.1. Mối ghép ren 108
10.1.1. Ưu điểm 108
10.1.2. Nhược điểm 109
10.1.3. Phạm vi sử dụng 109
10.2. Mối ghép đinh tán 109
10.2.1. Ưu điểm 109
10.2.2. Nhược điểm 109
10.2.3. Phạm vi sử dụng 109
10.3. Mối ghép hàn 110
10.3.1. Ưu điểm 110
10.3.2. Nhược điểm 110
10.3.3. Phạm vi sử dụng 110
10.4. Mối ghép độ dôi 111
10.4.1. Ưu điểm 111
10.4.2. Nhược điểm 111
10.4.3. Phạm vi sử dụng 111
10.5. Mối ghép then, then hoa, trục định hình 111

10.5.1. Ưu điểm 111
10.5.2. Nhược điểm 111
10.5.3. Phạm vi sử dụng 112

Phần thứ ba: *Các chi tiết máy truyền động*
Chương XI: Bộ truyền đai
11.1. Những vấn đề chung 113
11.1.1. Giới thiệu bộ truyền đai 113
11.1.2. Phân loại bộ truyền đai 115
11.1.3. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền đai 117
11.1.4. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền đai 117
11.1.5. Lực tác dụng trong bộ truyền đai 118
11.1.6. Ứng suất trong đai 118
11.1.7. Sự trượt trong bộ truyền đai 119
11.1.8. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất 120
11.2. Tính bộ truyền đai 122
11.2.1. Các dạng hỏng của bộ truyền đai và chỉ tiêu tính toán 122
11.2.2. Tính bộ truyền đai theo ứng suất có ích 123
11.2.3. Tính đai theo độ bền lâu 124
11.2.4. Tính đai theo khả năng kéo 125
11.2.5. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt 125
11.2.6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang 127
Chương XII: Bộ truyền bánh ma sát
12.1. Những vấn đề chung 129
12.1.1. Giới thiệu bộ truyền bánh ma sát 129
12.1.2. Phân loại bộ truyền bánh ma sát 130
12.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh ma sát 131
12.1.4. Sự trượt trong bộ truyền bánh ma sát 132
12.1.5. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền bánh ma sát 133
12.1.6. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh ma sát 134
12.2. Tính bộ truyền bánh ma sát 135
12.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán 135
12.2.2. Tính bộ truyền bánh ma sát bằng vật liệu kim loại 136
12.2.3. Tính bộ truyền bánh ma sát bằng vật liệu phi kim loại 138
Chương XIII: Bộ truyền bánh răng
13.1. Những vấn đề chung 139
13.1.1. Giới thiệu bộ truyền bánh răng 139

13.1.2. Phân loại bộ truyền bánh răng 140
13.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng 142
13.1.4. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng 144
13.1.5. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng nón răng thẳng 145
13.1.6. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền bánh răng 146
13.1.7. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng 146
13.1.8. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng 148
13.1.9. Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền bánh răng 149
13.2. Tính bộ truyền bánh răng 151
13.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng 151
13.2.2. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc 152
13.2.3. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền uốn 155
13.2.4. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và răng chữ V 156
13.2.5. Tính bộ truyền bánh răng nón răng thẳng 160
13.2.6. Kiểm tra bộ truyền bánh răng theo tải trọng quá tải 163
13.2.7.Vật liệu chế tạo bánh răng và ứng suất cho phép 164
13.2.8. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng 165
Chương XIV: Bộ truyền trục vít
14.1. Những vấn đề chung 167
14.1.1. Giới thiệu bộ truyền trục vít 167
14.1.2. Phân loại bộ truyền trục vít 169
14.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít 170
14.1.4. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền trục vít 172
14.1.5. Độ chính xác của bộ truyền trục vít 172
14.1.6. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền trục vít 173
14.1.7. Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền trục vít 174
14.1.8. Kết cấu của trục vít, bánh vít 174
14.2. Tính bộ truyền trục vít 175
14.2.1.Các dạng hỏng của bộ truyền trục vít và chỉ tiêu tính toán 175
14.2.2. Tính bộ truyền trục vít theo sức bền tiếp xúc 177
14.2.3. Tính bộ truyền trục vít theo sức bền uốn 178
14.2.4. Tính bộ truyền trục vít theo điều kiện chịu nhiệt 179
14.2.5. Tính trục vít theo điều kiện ổn định 180
14.2.6. Kiểm tra bộ truyền trục vít theo tải trọng quá tải 180

14.2.7. Chọn vật liệu và ứng suất cho phép 181
14.2.8. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít 182
Chương XV: Bộ truyền xích
15.1. Những vấn đề chung 184
15.1.1. Giới thiệu bộ truyền xích 184
15.1.2. Phân loại bộ truyền xích 185
15.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền xích ống con lăn 186
15.1.4. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền xích 188
15.1.5. Lực tác dụng trong bộ truyền xích 188
15.2. Tính bộ truyền xích 189
15.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán của bộ truyền xích 189
15.2.2. Tính bộ truyền xích ống con lăn 190
15.2.3. Trình tự thiết kế bộ truyền xích 192
Chương XVI: Bộ truyền vít - đai ốc
16.1. Những vấn đề chung 193
16.1.1. Giới thiệu bộ truyền vít - đai ốc 193
16.1.2. Phân loại bộ truyền vít - đai ốc 194
16.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền vít - đai ốc 196
16.1.4. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền vít - đai ốc 197
16.2. Tính bộ truyền vít - đai ốc 197
16.2.1. Các dạng hỏng của bộ truyền vít - đai ốc và chỉ tiêu tính toán 197
16.2.2. Tính bộ truyền vít - đai ốc theo độ bền mòn 198
16.2.3. Tính bộ truyền vít - đai ốc theo điều kiện ổn định 199
16.2.4. Tính bộ truyền vít - đai ốc theo độ bền 199
16.2.5. Trình tự thiết kế bộ truyền vít - đai ốc 200
Chương XVII: Phân tích chọn bộ truyền
17.1. Bộ truyền bánh răng 201
17.1.1. Ưu điểm của bộ truyền bánh răng 201
17.1.2. Nhược điểm của bộ truyền bánh răng 202
17.1.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh răng 202
17.2. Bộ truyền đai 202
17.2.1. Ưu điểm của bộ truyền đai 202
17.2.2. Nhược điểm của bộ truyền đai 202
17.2.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai 203
17.3. Bộ truyền xích 203
17.3.1. Ưu điểm của bộ truyền xích 203
17.3.2. Nhược điểm của bộ truyền xích 203

17.3.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền xích 204
17.4. Bộ truyền trục vít 204
17.4.1. Ưu điểm của bộ truyền trục vít 204
17.4.2. Nhược điểm của bộ truyền trục vít 204
17.4.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền trục vít 204
17.5. Bộ truyền bánh ma sát 205
17.5.1. Ưu điểm của bộ truyền bánh ma sát 205
17.5.2. Nhược điểm của bộ truyền bánh ma sát 205
17.5.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh ma sát 205
17.6. Bộ truyền vít - đai ốc 205
17.6.1. Ưu điểm của bộ truyền vít - đai ốc 205
17.6.2. Nhược điểm của bộ truyền vít - đai ốc 206
17.6.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền vít - đai ốc 206

Phần thứ tư: *Các chi tiết máy đỡ nối*
Chương XVIII: Trục
18.1. Những vấn đề chung 207
18.1.1. Giới thiệu về trục 207
18.1.2. Phân loại trục 208
18.1.3. Các bộ phận chính của trục 209
18.1.4. Thông số hình học chủ yếu của trục 210
18.1.5. Một số điểm cần chú ý khi chọn kết cấu trục 210
18.2. Tính trục 212
18.2.1. Các dạng hỏng của trục và chỉ tiêu tính toán 212
18.2.2. Kiểm tra trục theo chỉ tiêu gần đúng 213
18.2.3. Thiết kế trục theo chỉ tiêu gần đúng 214
18.2.4. Kiểm tra trục theo chỉ tiêu chính xác 216
18.2.5. Thiết kế trục theo chỉ tiêu chính xác 217
18.2.6. Kiểm tra trục theo tải trọng quá tải 217
Chương XIX: Ổ trượt
19.1. Những vấn đề chung 219
19.1.1.Giới thiệu về ổ trượt 219
19.1.2. Phân loại ổ trượt 220
19.1.3. Các kích thước chủ yếu của ổ trượt 221
19.1.4. Các kiểu ma sát trong ổ trượt 222
19.1.5. Tạo ma sát ướt trong ổ trượt bằng bôi trơn thủy động 223
19.2. Tính ổ trượt 225
19.2.1. Các dạng hỏng của ổ trượt và chỉ tiêu tính toán 225

19.2.2. Tính ổ trượt theo [p] hoặc [p.v] 227
19.2.3. Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt 227
19.2.4. Tính ổ trượt theo điều kiện chịu nhiệt 228
19.2.5. Vật liệu chế tạo lót ổ 229
19.2.6. Trình tự thiết kế ổ trượt 230
Chương XX: Ổ lăn
20.1. Những vấn đề chung 232
20.1.1. Giới thiệu ổ lăn 232
20.1.2. Phân loại ổ lăn 233
20.1.3. Kích thước chủ yếu của ổ lăn 234
20.1.4. Các loại ổ lăn thường dùng 235
20.1.5. Độ chính xác của ổ lăn, cách ghi ký hiệu ổ lăn 236
20.1.6. Phân bố tải trọng trên các con lăn và ứng suất tiếp xúc 237
20.1.7. Một số điểm cần chú ý khi chọn ổ lăn 239
20.2. Tính ổ lăn 239
20.2.1. Các dạng hỏng của ổ lăn và chỉ tiêu tính toán 239
20.2.2. Tính ổ lăn theo khả năng tải động 240
20.2.3. Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh 242
20.3. So sánh ổ lăn và ổ trượt 243
20.3.1. Ưu điểm 243
20.3.2. Nhược điểm 243
20.3.3.Phạm vi sử dụng 243
Chương XXI: Khớp nối
21.1. Những vấn đề chung 245
21.1.1. Giới thiệu khớp nối 245
21.1.2. Phân loại khớp nối 246
21.1.3. Thông số chủ yếu của khớp nối 249
21.2. Tính khớp nối 250
21.2.1. Phương pháp tính chọn khớp nối 250
21.2.2. Tính nối trục chốt đàn hồi 251
21.2.3. Tính ly hợp chốt an toàn 252
Chương XXII: Lò xo
22.1. Những vấn đề chung 253
22.1.1. Giới thiệu lò xo 253
22.1.2. Phân loại lò xo 254
22.1.3. Thông số chủ yếu của lò xo 255
22.2. Tính lò xo 256

22.2.1. Tải trọng và ứng suất trong lò xo 256
22.2.2. Tính lò xo chịu kéo, nén 257
22.2.3. Tính lò xo chịu xoắn 258
22.2.4. Trình tự thiết kế lò xo 259

CÂU HỎI ÔN TẬP 260

Tài liệu tham khảo

PHẦN THỨ NHẤT

NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN TRONG THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

CHƯƠNG I

ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

1.1. Các vấn đề chung

1.1.1. Máy, bộ phận máy và chi tiết máy

a- Máy

Trong đời sống hàng ngày, chúng ta gặp rất nhiều loại máy khác nhau. Ví dụ: máy bay, máy cày, máy bơm, máy khoan, máy mài, xe máy, ô tô, tàu hỏa, cần trục, máy phát điện, động cơ điện, tay máy, người máy, máy gặt đập liên hợp, ... Mỗi máy thực hiện một chức năng nhất định, phục vụ cho lợi ích của người sử dụng.

Có thể định nghĩa như sau: Máy là công cụ lao động phức tạp thực hiện một chức năng nhất định phục vụ cho lợi ích của con người.

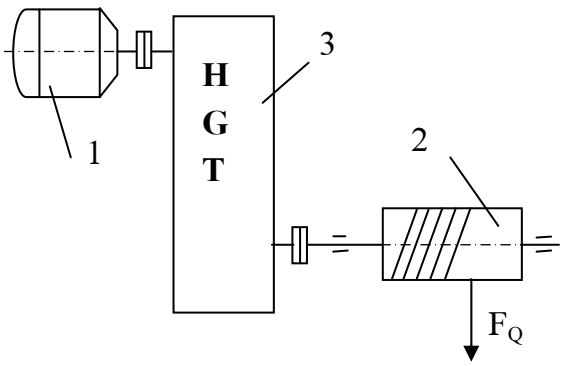
Chúng ta có thể chia máy thành 4 nhóm:

- Nhóm máy công tác. Mỗi máy thực hiện một công việc nhất định, thay thế lao động thủ công của con người, máy hoạt động theo sự điều khiển của người sử dụng. Ví dụ như: máy cày, máy mài, ô tô, máy bay, xe máy.
- Nhóm máy tự động. Bao gồm những máy công tác, hoạt động tự động theo một chương trình có sẵn do con người điều chỉnh. Ví dụ: dây chuyền đóng nắp chai bia tự động, máy tiện tự động, người máy, máy phay CNC.
- Nhóm máy liên hợp. Mỗi máy là tập hợp của vài máy công tác, để thực hiện hoàn chỉnh một công việc nào đó. Ví dụ: máy gặt đập liên hợp, bao gồm một máy cắt, một máy đập và một máy phân loại, ba máy liên kết với nhau tạo thành một máy.
- Nhóm máy biến đổi năng lượng. Đó là các máy biến năng lượng từ dạng này sang dạng khác. Ví dụ: động cơ điện biến điện năng thành cơ năng, máy phát điện biến cơ năng thành điện năng.

Trong giáo trình Chi tiết máy chúng ta chỉ nghiên cứu nhóm máy công tác.

b- Bộ phận máy

Mỗi máy công tác thường có 3 bộ phận chính (Hình 1-1):



***Hình 1-1**: Sơ đồ các bộ phận máy*

- Bộ phận phát động 1, cung cấp nguồn động lực cho máy hoạt động. Bộ phận phát động có thể là động cơ điện, động cơ đốt trong, tay quay, bàn đạp. Đây là bộ phận không thể thiếu được trong một máy.
- Bộ phận công tác 2, là bộ phận thực hiện chức năng quy định của máy, các máy khác nhau sẽ có bộ phận công tác khác nhau. Ví dụ: lưỡi cày trong máy cày, trục đá mài trong máy mài, trục chính và bàn xe dao trong máy tiện. Các máy khác nhau có bộ phận công tác khác nhau. Đây cũng là bộ phận không thể thiếu được của một máy.

- Bộ phận truyền dẫn động 3, là bộ phận nối giữa bộ phận phát động và bộ phận công tác. Bộ phận truyền dẫn động có nhiệm vụ thay đổi tốc độ chuyển động, biển đổi quy luật chuyển động, thay đổi chiều chuyển động hoặc đảm bảo một khoảng cách nhất định giữa bộ phận phát động và bộ phận công tác. Ví dụ: bộ truyền đai, bộ truyền xích, hộp tốc độ.

Trong một số loại máy đơn giản có thể không có bộ phận truyền dẫn động.

c - Chi tiết máy

Khi chúng ta tháo rời một máy, một bộ phận máy sẽ nhận được những phần tử nhỏ của máy, ví dụ như: bu lông, đai ốc, bánh răng, trục. Nếu tiếp tục tách rời các phần tử này thì nó không còn công dụng nữa. Các phần tử nhỏ của máy được gọi là chi tiết máy.

Có thể định nghĩa như sau: Chi tiết máy là phần tử cơ bản đầu tiên cấu thành nên máy, có hình dạng và kích thước xác định, có công dụng nhất định trong máy.

Chi tiết máy có thể phân thành 2 nhóm:

- Nhóm chi tiết máy có công dụng chung. Bao gồm các chi tiết máy được sử dụng trong nhiều loại máy khác nhau. Trong các loại máy khác nhau, chi tiết máy có hình dạng và công dụng như nhau. Ví dụ: bánh răng, khớp nối, trục, bu lông, ổ lăn.
- Nhóm chi tiết máy có công dụng riêng. Bao gồm các chi tiết máy chỉ được sử dụng trong một loại máy nhất định. Trong các lọai máy khác nhau, hình dạng hoặc công dụng của chi tiết máy là khác nhau. Ví dụ: trục khuỷu, tua bin, vỏ hộp giảm tốc, thân máy.

Trong giáo trình Chi tiết máy, chúng ta chỉ nghiên cứu các chi tiết máy có công dụng chung.

1.1.2. Những yêu cầu chủ yếu đối với máy và chi tiết máy

Trước khi nghiên cứu thiết kế máy, chi tiết máy, chúng ta cần biết như thế nào là một máy tốt. Để làm được điều đó, cần biết các thông số đánh giá chất lượng của máy, hay những yêu cầu chủ yếu đối với máy và chi tiết máy.

Một bản thiết kế máy hoặc chi tiết máy được gọi là hợp lý, khi máy thỏa mãn 6 yêu cầu chủ yếu sau:

- Máy có hiệu quả sử dụng cao, thể hiện ở chỗ:

Tiêu tốn ít năng lượng cho một sản phẩm gia công trên máy,
Năng suất gia công cao,
Độ chính xác của sản phẩm gia công trên máy cao,
Chi phí sử dụng máy thấp,
Kích thước, khối lượng của máy hợp lý.

- Máy có khả năng làm việc cao: máy hoàn thành tốt chức năng đã định trong điều kiện làm việc của cơ sở sản xuất, luôn luôn đủ bền, đủ cứng, chịu được nhiệt độ, độ ẩm của môi trường, không bị rung động quá mức.
- Máy có độ tin cậy cao: máy luôn luôn hoạt động tốt, đảm bảo các chỉ tiêu kỹ thuật theo thiết kế. Trong suốt thời gian sử dụng, máy ít bị hỏng hóc, thời gian và chi phí cho việc sửa chữa thấp.
- An toàn trong sử dụng: không gây nguy hiểm cho người sử dụng, cho các máy, bộ phận máy khác, khi máy làm việc bình thường và ngay cả khi máy có sự cố hỏng hóc.
- Máy có tính công nghệ cao, thể hiện ở chỗ:

  Kết cấu của máy phải phù hợp với điều kiện và quy mô sản xuất,
  Kết cấu của các chi tiết máy đơn giản, hợp lý,
  Cấp chính xác và cấp độ nhám chọn đúng mức,
  Chọn phương pháp chế tạo phôi hợp lý.

- Máy có tính kinh tế cao, thể hiện ở chỗ:

  Công sức và phí tổn cho thiết kế là ít nhất,
  Vật liệu chế tạo các chi tiết máy rẻ tiền, dễ cung cấp,
  Dễ gia công, chi phí cho chế tạo là ít nhất,
  Giá thành của máy là thấp nhất.

1.1.3. Các bước thiết kế một máy

Trước khi bắt đầu thiết kế một máy, chúng ta phải nắm vững nhiệm vụ thiết kế, cần biết các số liệu sau đây:

- Số lượng máy cần chế tạo. Chế tạo bao nhiêu chiếc?
- Sản phẩm gia công trên máy. Hình dạng, kích thước, vật liệu, độ chính xác?
- Năng suất gia công trên máy. Cần gia công bao nhiêu sản phẩm trong 1 giờ?
- Tuổi thọ của máy, hay thời gian sử dụng máy cho đến lúc bỏ đi?
- Yêu cầu về kích thước, khối lượng của máy?
- Đặc điểm của môi trường máy sẽ làm việc?

- Các yêu cầu khác?

Công việc thiết kế được tiến hành theo 7 bước:

1. Xác định nguyên tắc hoạt động và chế độ làm việc của máy. Nên tham khảo các máy hiện có để chọn nguyên tắc hoạt động thích hợp. Chế độ làm việc của máy, cơ cấu máy có liên quan đến việc chọn giá trị các hệ số tính toán trong quá trình xác định kích thước của chi tiết máy.
2. Lập sơ đồ chung toàn máy, sơ đồ các bộ phận máy. Sơ đồ phải thỏa mãn yêu cầu của nhiệm vụ thiết kế. Cần lập một vài phương án sơ đồ máy, sau đó so sánh chọn phương án tốt nhất.
3. Xác định tải trọng tác dụng lên máy, bộ phận máy và từng chi tiết máy. Đây là bước quan trọng. Nếu xác định không đúng tải trọng, chúng ta sẽ thiết kế ra máy hoặc là không đủ bền, hoặc là không đảm đảm bảo tính kinh tế.
4. Tính toán thiết kế các chi tiết máy. Xác định hình dạng, kích thước, vẽ được kết cấu của từng chi tiết máy.
5. Lập quy trình công nghệ gia công từng chi tiết máy.
6. Lập quy trình lắp ráp các bộ phận máy và lắp ráp toàn máy.
7. Lập hồ sơ thiết kế cho máy. Lập các bản vẽ, bản thuyết minh, tài liệu chỉ dẫn sử dụng và sửa chữa máy.

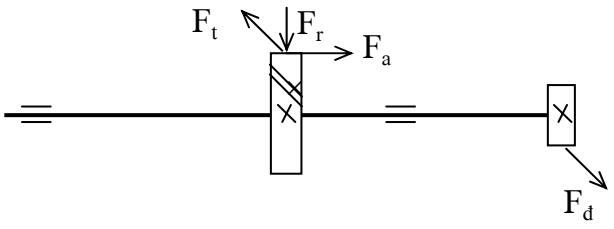
1.1.4. Các bước thiết kế một chi tiết máy

Để thực hiện bước thứ 4 trong quy trình thiết kế máy, chúng ta phải lần lượt tính toán thiết kế từng chi tiết máy. Trước khi thực hiện thiết kế chi tiết máy, cần phải biết các số liệu liên quan đến chi tiết máy:

- Các tải trọng tác dụng lên chi tiết máy: cường độ, phương, chiều, điểm đặt và đặc tính của nó.
- Tuổi thọ của chi tiết máy. Thông thường tuổi thọ của chi tiết máy bằng tuổi thọ của máy, cũng có trường hợp chỉ bằng một phần tuổi thọ của máy.
- Điều kiện làm việc của chi tiết máy.
- Các yêu cầu về vật liệu, khối lượng, kích thước.
- Khả năng gia công của cơ sở cơ khí sẽ chế tạo chi tiết máy.

Thiết kế một chi tiết máy thường tiến hành qua 7 bước:

1. Lập sơ đồ tính toán chi tiết máy - sơ đồ hóa kết cấu chi tiết máy.
2. Đặt các tải trọng lên sơ đồ tính toán chi tiết máy (Hình 1-2).
3. Chọn vật liệu chế tạo chi tiết máy.
4. Tính toán các kích thước chính của chi tiết máy theo điều kiện bền hoặc điều kiện cứng.



***Hình 1-2**: Sơ đồ tính trục*

5. Chọn các kích thước khác và vẽ kết cấu của chi tiết máy.
6. Kiểm nghiệm chi tiết máy theo độ bền, độ cứng, tính chịu nhiệt, tính chịu dao động. Nếu không đảm bảo thì phải tăng kích thước, nếu quá dư thì phải giảm kích thước của chi tiết máy.
7. Lập bản vẽ chế tạo chi tiết máy. Trên đó thể hiện đầy đủ hình dạng, kích thước, dung sai, chất lượng bề mặt, vật liệu, phương pháp nhiệt luyện, các yêu cầu kỹ thuật về gia công, lắp rắp.

1.1.5. Một số điểm cần chú ý khi tính toán thiết kế chi tiết máy

Khi xác định các kích thước của chi tiết máy, chúng ta cần chú ý một số điểm sau đây:

- Tải trọng tác dụng lên chi tiết máy rất phức tạp, khó có thể xác định chính xác, do đó chúng ta chỉ xác định các thành phần tải trọng chính, các thành phần phụ được kể đến bằng hệ số điều chỉnh, gọi là hệ số tải trọng.
- Các công thức dùng trong tính toán thiết kế chi tiết máy có 3 loại: công thức chính xác, công thức gần đúng, và công thức thực nghiệm.

  + Công thức chính xác, được xây dựng trên cơ sổ lý thuyết Toán học và Vật lý học. Sử dụng công thức chính xác, trong mọi trường hợp ta luôn nhận được kết quả đúng. Trong lĩnh vực thiết kế chi tiết máy, các công thức loại này rất ít.

  + Công thức gần đúng, được xây dựng trên cơ sổ phải đặt ra các giả thiết. Ví dụ: giả thiết vật liệu đồng chất, đẳng hướng, hoặc cứng tuyệt đối. Kết quả tính toán, khi sử dụng các công thức gần đúng, được coi là chính xác khi điều kiện của bài toán trùng với các giả thiết. Điều kiện của bài toán thiết kế càng xa với các giả

thiết thì kết quả tính toán càng không đáng tin cậy. Trong công thức gần đúng, người ta đưa vào các hệ số để điều chỉnh độ chính xác của kết quả tính, kể đến sự sai lệch giữa điều kiện thực của bài toán và điều kiện giả thiết. Khi thiết kế, chúng ta phải chọn giá trị hợp lý cho các hệ số. Loại công thức này rất phổ biến trong lĩnh vực thiết kế chi tiết máy.

+ Công thức thực nghiệm, hoặc công thức kinh nghiệm được xây dựng trên cơ sở thống kê những kết quả thu được từ thực nghiệm, hoặc từ kinh nghiệm sử dụng máy móc. Kết quả tính toán thiết kế bằng công thức thực nghiệm chỉ được chấp nhận, khi điều kiện của bài toán trùng với điều kiện thí nghiệm, hoặc trùng với kinh nghiệm sử dụng. Trong những điều kiện khác với thí nghiệm và kinh nghiệm thì không được sử dụng.

- Có những kích thước của chi tiết máy được xác định chính xác chỉ qua một lần tính toán. Cũng có những kích thước phải qua hai hoặc nhiều bước tính toán mới nhận được kết quả đúng, vì chưa đủ số liệu để tính chính xác ngay.
- Một chi tiết máy thường có rất nhiều kích thước, chỉ nên tính toán những kích thước của các tiết diện chính (bao gồm các tiết diện tham gia lắp ghép, tiết diện có gía trị ứng suất lớn, tiết diện hay xảy ra hỏng hóc). Các kích thước còn lại sẽ được chọn trong quá trình vẽ kết cấu của chi tiết máy. Chọn theo điều kiện lắp ghép với các chi tiết khác, theo tính hợp lý, tính thẩm mỹ của kết cấu, hoặc theo kinh nghiệm của người thiết kế.
- Trong mỗi bước tính thiết kế chi tiết máy, có thể có nhiều phương án cùng thỏa mãn yêu cầu của đầu bài, chúng ta nên phân tích chọn 2 đến 3 phương án hợp lý nhất để tính toán tiếp tục. Ở bước cuối cùng, cần so sánh, chọn ra phương án tốt nhất làm kết quả thiết kế.
- Hiện nay có nhiều chương trình máy tính (phần mềm ứng dụng) dùng để tính toán và vẽ tự động các chi tiết máy, bộ phận máy, thậm chí cả máy. Khi sử dụng, chúng ta cần phải chọn phần mềm thích hợp cho bài toán thiết kế, và phải nắm vững kiến thức thiết kế chi tiết máy thì mới sử dụng có hiệu quả các phần mềm ứng dụng nêu trên.

1.2. Tải trọng và ứng suất

1.2.1. Tải trọng tác dụng lên máy và chi tiết máy

Tải trọng tác dụng lên máy và chi tiết máy bao gồm lực, mô men và áp suất. Tải trọng là đại lượng véc tơ, được xác định bởi các thông số: cường độ, phương, chiều, điểm đặt và đặc tính của tải trọng. Trong đó:

Lực, được ký hiệu bằng chữ F, đơn vị đo là N, 1 N = 1 kg.m/s.

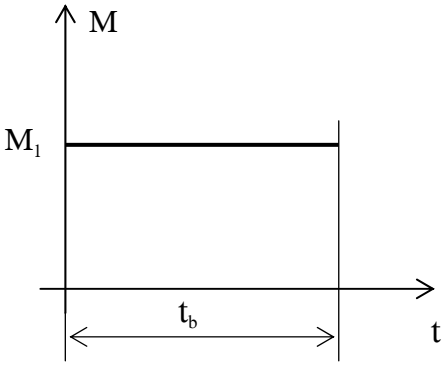
Mô men uốn, ký hiệu là M, đơn vị đo là Nmm.

Mô men xoắn, ký hiệu là T, đơn vị đo là Nmm.

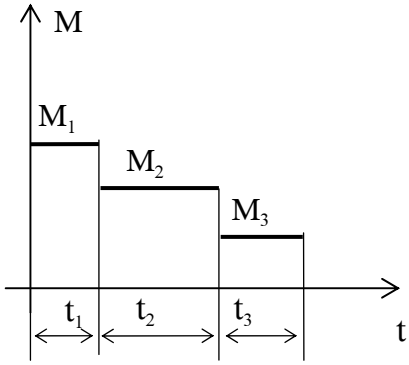
Áp suất, ký hiệu là p, đơn vị đo là MPa, 1 MPa = 1 N/mm^2.

Phân loại tải trọng - chúng ta làm quen với một số tên gọi của tải trọng, và đặc điểm của nó:

- Tải trọng không đổi, là tải trọng có phương, chiều, cường độ không thay đổi theo thơi gian. Sơ đồ của tải trọng không đổi biểu diễn trên Hình 1-3.
- Tải trọng thay đổi, là tải trọng có ít nhất một trong ba đại lượng (phương, chiều, cường độ) thay đổi theo thời gian. Trong thực tế tính toán chi tiết máy, thường gặp loại tải trọng có cường độ thay đổi; sơ đồ của tải trọng thay đổi được biểu diễn trên Hình 1-4.



***Hình 1-3**: Tải trọng không đổi*



***Hình 1-4**: Tải trọng thay đổi*

- Tải trọng tương đương, là tải trọng không đổi quy ước, tương đương với chế độ tải trọng thay đổi tác dụng lên chi tiết máy. Hay nói cách khác: khi tính toán chi tiết máy chịu tải trọng thay đổi, chúng ta phải sử dụng một chế độ tải trọng

không đổi tương đương với chế độ tải thay đổi về mặt sức bền và tuổi thọ của chi tiết máy.

- Tải trọng cố định, là tải trọng có điểm đặt không thay đổi trong quá trình chi tiết máy làm việc.
- Tải trọng di động, là tải trọng có điểm đặt di chuyển trên chi tiết máy, khi máy làm việc.
- Tải trọng danh nghĩa, là tải trọng tác dụng lên chi tiết máy theo lý thuyết.
- Tải trọng tính. Khi làm việc, chi tiết máy, hoặc một phần nào đó của chi tiết máy phải chịu tải trọng lớn hơn tải trọng danh nghĩa. Tải trọng tăng thêm có thể do rung động, hoặc do tải trọng tập trung vào một phần của chi tiết máy. Chi tiết máy phải được tính toán thiết kế sao cho phần chịu tải lớn không bị thiếu bền. Như vậy ta phải tính chi tiết máy theo tải trọng lớn hơn tải danh nghĩa, tải trọng này được gọi là tải trọng tính.

1.2.2. Ứng suất

Ứng suất là ứng lực xuất hiện trong các phần tử của chi tiết máy, khi chi tiết máy chịu tải trọng.

Ứng suất là đại lượng véc tơ, nó được xác định bởi phương, chiều, cường độ. Đơn vị đo của ứng suất là MPa, 1 MPa = 1 N/mm^2.

Ứng suất được phân ra làm hai nhóm:

- Ứng suất pháp ký hiệu là σ. Ứng suất pháp có phương trùng với phương pháp tuyến của phân tố được tách ra từ chi tiết máy.
- Ứng suất tiếp ký hiệu là τ. Ứng suất tiếp có phương trùng mặt phẳng của phân tố được tách ra từ chi tiết máy.

Tương ứng với các tải tác dụng, ứng suất được phân thành các loại:

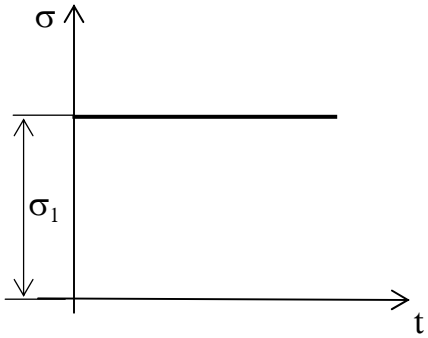
+ Ứng suất kéo, ký hiệu là σ_k,
+ Ứng suất nén, ký hiệu là σ_n,
+ Ứng suất uốn, ký hiệu là σ_u,
+ Ứng suất tiếp xúc, ký hiệu là σ_{tx}, hoặc σ_H,
+ Ứng suất dập, ký hiệu là σ_d,
+ Ứng suất xoắn, ký hiệu là τ_x,
+ Ứng suất cắt, ký hiệu là τ_c.

Ngoài ra, ứng suất còn được phân thành ứng suất không đổi và ứng suất thay đổi:

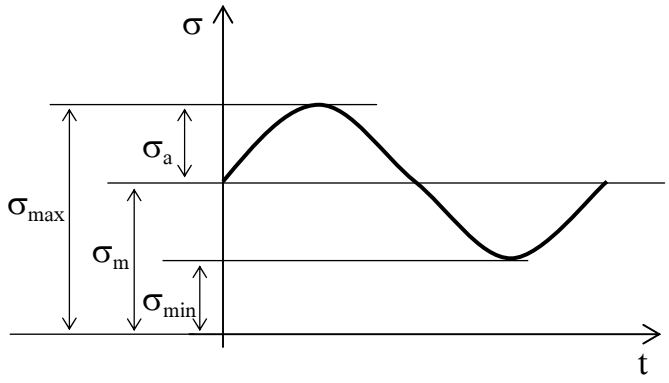
- Ứng suất không đổi hay còn gọi là ứng suất tĩnh, là ứng suất có phương, chiều, cường độ không thay đổi theo thời gian. Sơ đồ của ứng suất tĩnh được thể hiện trên Hình 1-5.
- Ứng suất thay đổi là ứng suất có ít nhất một đại lượng (phương, chiều, cường độ) thay đổi theo thời gian. Ứng suất có thể thay đổi bất kỳ, hoặc thay đổi có chu kỳ. Trong tính toán thiết kế chi tiết máy, chúng ta thường gặp loại ứng suất thay đổi có chu kỳ tuần hoàn, hoặc gần như là tuần hoàn. Sơ đồ của ứng suất thay đổi tuần hoàn biển diễn trên Hình 1-6.

Một chu trình ứng suất được xác định bởi các thông số:

Ứng suất lớn nhất σ_{max},
Ứng suất nhỏ nhất σ_{min},
Ứng suất trung bình σ_m; $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$,
Biên độ ứng suất σ_a; $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$,
Hệ số chu kỳ ứng suất r; $r = \sigma_{max} / \sigma_{min}$,
hoặc $r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$, khi $\sigma_{min} = 0$.



***Hình 1-5**. Sơ đồ ứng suất tĩnh*



***Hình 1-6**. Sơ đồ ứng suất thay đổi*

Căn cứ vào giá trị của hệ số chu kỳ ứng suất r, người ta chia ứng suất thành các loại:

+ Ứng suất thay đổi mạch động, khi chu trình ứng suất có $r \geq 0$.
+ Ứng suất thay đổi đối xứng, khi chu trình ứng suất có $r < 0$.
+ Ứng suất tĩnh là trường hợp đặc biệt của ứng suất thay đổi, có $r = 1$.

Với cùng một giá trị ứng suất như nhau, nhưng r khác nhau thì khả năng phá hủy vật liệu của ứng suất cũng khác nhau. Chi tiết máy chịu ứng suất tĩnh có tuổi thọ cao hơn chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi mạch động, chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi đối xứng có tuổi thọ thấp nhất.

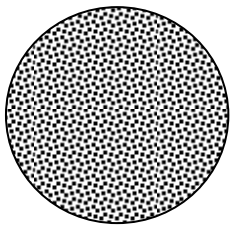
1.3. Độ bền mỏi của chi tiết máy

1.3.1 Hiện tượng phá hỏng do mỏi

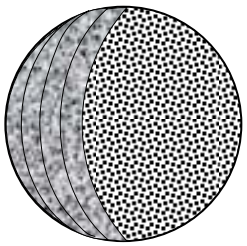
Khi chi tiết máy chịu ứng suất tĩnh bị phá hỏng, gọi là bị phá hỏng do ứng suất tĩnh. Hay nói cách khác, chi tiết máy không đủ sức bền tĩnh. Tính toán chi tiết máy để ngăn chặn dạng hỏng này được gọi là tính toán theo sức bền tĩnh.

Khi chi tiết máy bị phá hỏng bởi ứng suất thay đổi, gọi là bị phá hỏng do mỏi, hay chi tiết máy không đủ sức bền mỏi. Tính toán chi tiết máy để ngăn chặn dạng hỏng này, gọi là tính toán theo sức bền mỏi.

Khi ứng suất tĩnh vượt quá giá trị ứng suất giới hạn, chi tiết máy bị phá hỏng đột ngột. Vết gẫy nhám và mới, quan sát dưới kính hiển vi thấy rõ kết cấu hạt kim loại (Hình 1-7).



***Hình 1-7**: Vết gẫy do không đủ sức bền tĩnh*



***Hình 1-8**: Vết gẫy do không đủ sức bền mỏi*

Quá trình hỏng do mỏi xảy ra từ từ, theo trình tự như sau:

- Sau một số chu kỳ ứng suất nhất định, tại những chỗ có tập trung ứng suất trên chi tiết máy sẽ suất hiện các vết nứt nhỏ.
- Vết nứt này phát triển lớn dần lên, làm giảm dần diện tích tiết diện chịu tải của chi tiết máy, do đó làm tăng giá trị ứng suất.
- Cho đến khi chi tiết máy không còn đủ sức bền tĩnh thì nó bị phá hỏng.

Quan sát vết gẫy thấy rõ phần chi tiết máy bị hỏng do mỏi - bề mặt cũ và nhẵn - và phần chi tiết máy bị hỏng do không đủ sức bền tĩnh - bề mặt mới và nhám (Hình 1-8).

Chi tiết máy sẽ bị phá hỏng do mỏi, khi mà ứng suất sinh ra trong chi tiết máy (σ, τ) lớn hơn ứng suất cho phép ([σ], [τ]). Giá trị ứng suất cho phép được chọn không những phụ thuộc vào cơ tính của vật liệu chế tạo chi tiết máy, mà còn phụ

thuộc vào số chu kỳ cần làm việc của chi tiết máy. Số chu kỳ cần làm việc càng ít thì giá trị của ứng suất cho phép có thể chọn càng cao.

Người ta đã làm các thí nghiệm xác định mối quan hệ giữa giá trị ứng suất và số chu kỳ làm việc cho đến khi hỏng của chi tiết máy, biểu diễn trên Hình 1-9. Đây chính là đường cong mỏi của chi tiết máy trong hệ tọa độ đề các ONσ.

Trong đó:

N_O: là số chu kỳ cơ sở.

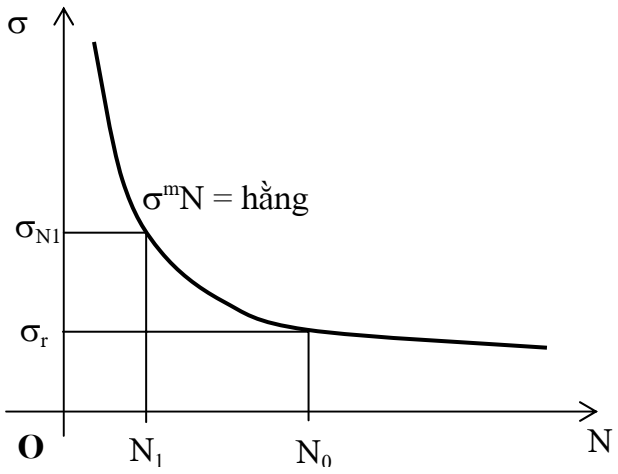
σ_r : giới hạn mỏi của vật liệu.

m : mũ của đường cong mỏi.

σ_N : giới hạn mỏi ngắn hạn:

$\sigma_N = K_N \sigma_r$.

K_N: hệ số tăng giới hạn mỏi ngắn hạn: $K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$.



***Hình 1-9**: Đường cong mỏi*

1.3.2. Những nhân tố ảnh hưởng đến sức bền mỏi của chi tiết máy

a- Vật liệu

Vật liệu có ảnh hưởng lớn đến sức bền mỏi của chi tiết máy. Chi tiết máy được chế tạo bằng vật liệu có cơ tính cao, sức bền mỏi của chi tiết sẽ cao. Vì vật liệu có cơ tính cao, thì khả năng xuất hiện các vết nứt sẽ khó khăn hơn.

Nói chung:

Chi tiết máy chế tạo bằng vật liệu kim loại có độ bền mỏi cao hơn bằng vật liệu phi kim loại.

Chi tiết máy được chế tạo bằng kim loại đen có độ bền mỏi cao hơn so với bằng hợp kim màu.

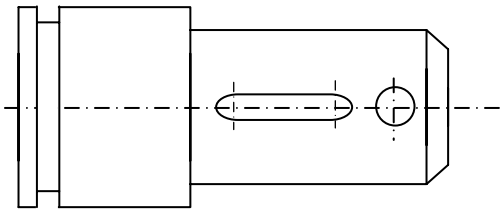
Chi tiết máy bằng thép có độ bền mỏi cao hơn bằng gang.

Chi tiết máy bằng thép hợp kim có độ bền mỏi cao hơn bằng thép các bon thường.

Trong các loại thép thường, chi tiết máy bằng thép có hàm lượng các bon càng cao, độ bền mỏi của của chi tiết máy càng cao.

b- Kết cấu của chi tiết máy

Chi tiết máy có kết cấu phức tạp: có các bậc thay đổi kích thước đột ngột, có các lỗ, các rãnh, như trên Hình 1-10, sẽ làm giảm độ bền mỏi của chi tiết máy. Lý do: tại những chỗ này có tập trung ứng suất, vết nứt sớm xuất hiện và phát triển khá nhanh.



Hình 1-10: *Những nơi có tập trung ứng suất*

Trong tính toán, ảnh hưởng của kết cấu đến sức bền mỏi của chi tiết máy được kể đến bằng hệ số điều chỉnh k_σ, k_τ , gọi là hệ số tập trung ứng suất.

$$k_\sigma = \sigma_r / \sigma_{rt}$$

$$k_\tau = \tau_r / \tau_{rt}.$$

Trong đó σ_{rt} , τ_{rt} là giới hạn mỏi của mẫu có tập trung ứng suất; còn σ_r , τ_r là giới hạn mỏi của mẫu không có tập trung ứng suất.

Giá trị của hệ số k_σ và k_τ có thể tra ở các bảng số liệu trong Sổ tay thiết kế cơ khí hoặc sách Bài tập chi tiết máy, theo hình dạng và kích thước cụ thể của những chỗ có tập trung ứng suất, trên từng loại chi tiết máy khác nhau.

c- Kích thước của chi tiết máy

Qua thí nghiệm người ta thấy rằng: với vật liệu như nhau, khi tăng kích thước tuyệt đối của chi tiết máy thì giới hạn bền mỏi của chi tiết máy giảm xuống.

Lý do: kích thước của chi tiết máy càng lớn, vật liệu càng không đồng đều, khả năng xuất hiện các khuyết tật trong lòng chi tiết máy càng nhiều. Những vết nứt, rỗ xỉ, rỗ khí trong lòng chi tiết máy là những điểm có tập trung ứng suất, là những điểm bắt đầu cho sự phá hỏng vì mỏi.

Để kể đến ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối, trong tính toán người ta đưa vào hệ số điều chỉnh ε_σ, ε_τ, gọi là hệ số ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối.

Hệ số ε_σ và ε_τ được xác định bằng thực nghiệm, giá trị của nó có thể tra trong các sổ tay Thiết kế cơ khí hoặc sách Bài tập Chi tiết máy, theo kích thước và trạng thái chịu tải của chi tiết máy.

$$\varepsilon_\sigma = \sigma_{rd} / \sigma_r ,$$

$$\varepsilon_\tau = \tau_{rd} / \tau_r .$$

Trong đó σ_{rd} và τ_{rd} là giới hạn mỏi của chi tiết máy, có kích thước khác với kích thước của mẫu chuẩn. Mẫu chuẩn có đường kính d = 7 ÷10 mm.

d- Công nghệ gia công bề mặt chi tiết máy

Công nghệ gia công bề mặt chi tiết máy quyết định trạng thái bề mặt của chi tiết máy. Lớp bề mặt chi tiết máy thường là lớp chịu ứng suất lớn nhất, các vết nứt đầu tiên cũng hay xảy ra ở đây. Ảnh hưởng của công nghệ gia công lớp bề mặt đến sức bền mỏi của chi tiết máy có thể tóm tắt như sau:

- Những chi tiết máy qua nguyên công gia công tinh, có độ bóng bề mặt cao sẽ có độ bền mỏi cao.
- Những chi tiết máy chỉ qua nguyên công gia công thô, bề mặt nhám, đáy nhấp nhô là những chỗ tập trung ứng suất, dễ xuất hiện các vết nứt, độ bền mỏi giảm.
- Các bề mặt được gia công tăng bền như phun bi, lăn ép sẽ san bằng các nhấp nhô và làm chai cứng bề mặt, độ bền mỏi của chi tiết máy được nâng cao.

Ảnh hưởng của công nghệ gia công lớp bề mặt đến độ bền mỏi của chi tiết máy, được kể đến bằng hệ số trạng thái bề mặt β. Giá trị của β có thể tra trong các Sổ tay thiết kế cơ khí hoặc sách Bài tập Chi tiết máy. Có thể lấy gần đúng như sau: khi bề mặt chi tiết được mài nhẵn lấy β=1, khi bề mặt được gia công tăng bền lấy β>1, bề mặt được gia công bằng các phương pháp khác lấy β<1.

e- Trạng thái ứng suất

Ảnh hưởng của trạng thái ứng suất đến sức bền mỏi của chi tiết máy có thể tóm tắt như sau:

- Chi tiết máy chịu ứng suất đơn có độ bền mỏi cao hơn khi chịu ứng suất phức tạp.
- Trong các trạng thái ứng suất đơn, nếu $\sigma_{max} < 0$ (trạng thái ứng suất nén) chi tiết máy có độ bền mỏi cao nhất, kế đến là trạng thái ứng suất kéo (có $\sigma_{min} > 0$), trạng thái ứng suất vừa kéo vừa nén (r < 1) có độ bền mỏi thấp nhất.

1.3.3. Các biện pháp nâng cao sức bền mỏi của chi tiết máy

Qua nghiên cứu các nhân tố ảnh hưởng đến sức bền mỏi của chi tiết máy, ta thấy độ bền mỏi của chi tiết máy có thể được nâng cao bằng các biện pháp sau:

- Tìm cách giảm giá trị tuyệt đối của biên độ ứng suất. Tránh cho chi tiết máy làm việc với trạng thái ứng suất có hệ số chu kỳ ứng suất r < 1.

- Kích thước của chi tiết máy không nên thay đổi một cách đột ngột, các bậc không nên lệch nhau nhiều, tại bậc có kích thước thay đổi đột ngột nên làm cung lượn, bán kính cung lượn càng lớn càng tốt. Tránh khoét lỗ, làm rãnh trên chi tiết máy, nếu như không thật cần thiết.
- Các bề mặt cần gia công với độ bóng cao, hoặc dùng các biện pháp tăng bền bề mặt. Cần giữ cho bề mặt chi tiết máy không bị xước, không bị gỉ, không bị ăn mòn.

1.4. Vật liệu chế tạo chi tiết máy

1.4.1. Những yêu cầu đối với vật liệu chế tạo chi tiết máy

Khi chọn vật liệu chế tạo chi tiết máy, cần thỏa mãn 6 yêu cầu sau:

1. Vật liệu phải đảm bảo cho chi tiết máy có đủ khả năng làm việc: đủ bền, đủ cứng, đủ điều kiện chịu nhiệt, đủ điều kiện chịu dao động, vv..
2. Vật liệu phải thỏa mãn yêu cầu về khối lượng, kích thước của chi tiết máy và của toàn máy.
3. Vật liệu phải có tính công nghệ thích ứng với hình dạng và phương pháp gia công chi tiết máy, để công sức gia công là ít nhất.
4. Vật liệu dễ tìm, dễ cung cấp, ưu tiên sử dụng vật liệu sẵn có ở địa phương, hoặc ở trong nước.
5. Trong một máy cần sử dụng hạn chế số loại vật liệu, để dễ dàng cung cấp và bảo quản.
6. Vật liệu được chọn có lợi nhất về giá thành sản phẩm, sao cho tổng cộng giá vật liệu, giá gia công, giá thiết kế và các phụ phí khác là thấp nhất.

1.4.2. Các vật liệu thường dùng trong ngành chế tạo máy

a- Kim loại đen:

Kim loại đen gồm thép và gang, là loại vật liệu được dùng phổ biến trong chế tạo máy. Tên gọi, ký hiệu, thành phần hóa học được quy định trong TCVN 1658-87.

Thép là hợp chất của sắt với các bon, hàm lượng các bon nhỏ hơn hoặc bằng 2,14%. Theo TCVN, thép được chia thành 4 nhóm:

- Thép các bon thường, được ký hiệu bằng chữ CT và các chữ số chỉ trị số giới hạn bền kéo nhỏ nhất của thép. Ví dụ, thép CT34 có giới hạn bền kéo thấp nhất là σ_b= 340 MPa.
- Thép các bon chất lượng cao, được ký hiệu bằng chữ C kèm theo các chữ số chỉ hàm lượng các bon trung bình theo phần vạn. Ví dụ, thép C45 có hàm lượng các bon trung bình là 0,45%.
- Thép hợp kim, được ký hiệu bằng chữ số chỉ hàm lượng các bon theo phần vạn, sau đó là ký hiệu các nguyên tố hợp kim kèm theo chữ số chỉ hàm lượng % của nguyên tố đó. Ví dụ: thép 10Cr12Ni2 có 0,1% các bon, 12% crôm và 2% niken.
- Thép dụng cụ, được ký hiệu là CD và các con số. Ví dụ: CD80; CD120; CD70A.

Ghi chú:

- Các nguyên tố hợp kim đưa vào thép để làm thay đổi các tính chất vật lý, cơ học, hóa học và tính công nghệ của thép. Ví dụ: Silic, crôm làm tăng tính đàn hồi; Niken làm tăng tính chịu va đập.
- Nếu hàm lượng nguyên tố hợp kim nhỏ hơn 1,5% thì không ghi chỉ số sau ký hiệu của nguyên tố. Ví dụ: 40CrMoV.
- Chữ A ghi ở cuối mác thép để chỉ thép có chất lượng cao (hàm lượng phốt pho và lưu huỳnh rất ít). Ví dụ: 40CrMoVA.
- Chữ Mn ghi ở cuối mác thép để chỉ thép có hàm lượng Mangan nâng cao. Ví dụ: C20Mn.
- Chữ Đ ghi ở cuối mác thép để chỉ thép có thể dùng để đúc. ví dụ: C35.Đ.
- Chỉ số s ghi ở cuối mác thép để chỉ thép sôi. Ví dụ: C10s.
- Chỉ số n ghi ở cuối mác thép để chỉ thép nửa lặng. ví dụ: C15n.

Gang là hợp chất của sắt và các bon, với hàm lượng các bon lớn hơn 2,14%. Gang cũng được chia làm 4 nhóm:

- Gang xám, được ký hiệu bằng chữ GX và các con số chỉ giới hạn bền kéo thấp nhất, giới hạn bền uốn thấp nhất. Ví dụ: gang xám GX15-32 có giới hạn bền kéo thấp nhất là 150 MPa và giới hạn bền uốn thấp nhất là 320 MPa.
- Gang cầu, được ký hiệu là GC và các con số chỉ giới hạn bền kéo thấp nhất, và độ dãn dài tương đối %. Ví dụ: GC42-12; GC120-04.

- Gang hợp kim được ký hiệu bằng chữ G kèm theo ký hiệu nguyên tố hợp kim và hàm lượng tính theo % của nó. Ví dụ: gang GNi15Cu7Cr2 có chứa 15% niken, 7% đồng và 2% crôm; GCr3; GAl2Cr (nếu hàm lượng chất hợp kim nhỏ hơn 1% thì không cần ghi số kèm theo).
- Gang chịu ma sát, được ký hiệu bằng chữ GXMS kèm theo số hiệu. Ví dụ: GXMS-1; GXMS-2; GXMS-3.

b- Hợp kim màu:

Kim loại màu có cơ tính thấp, nên ít được dùng dưới dạng nguyên chất. Thường được dùng dưới dạng hợp kim màu, là hợp chất của nhiều kim loại màu, trong đó có một chất nền (hàm lượng rất lớn). Hợp kim mầu đắt hơn kim loại đen, và cơ tính thấp hơn kim loại đen, nên chỉ dùng trong những trường hợp đặc biệt như: cần giảm khối lượng, giảm ma sát, chống gỉ.

Một số loại hợp kim mầu thường dùng trong chế tạo máy:

- Babit thiếc và chì: được ký hiệu là B kèm theo các số và thành phần hợp kim. Ví dụ: B88, B83, B83Si, BNi, BSi6. Thành phần chủ yếu là thiếc và chì, có bổ sung một số hợp kim khác. Thường dùng để đúc tráng trong các ổ trượt và một số chi tiết khác nhằm giảm ma sát.
- Đồng thanh, còn gọi là đồng Brông: được ký hiệu bắt đầu bằng chữ BCu sau đó là ký hiệu của các hợp kim cùng với hàm lượng hợp kim. Ví dụ: BCuSn10P1; BCuSn6,5P0,4; BCuSi3Mn1; BCuAl9Mn2. Thành phần nền là đồng, cùng với các nhóm hợp kim Thiếc-Phốt pho, Thiếc-Kẽm, Silic-Mangan. Đồng thanh thiếc có thể dùng làm bạc ổ trượt.
- Đồng thau còn gọi là đồng Latông: được ký hiệu bắt đầu bằng chữ LCu, sau đó là các hợp kim và hàm lượng của nó. Ví dụ: LCuZn27Al2,5; LCuZn38Mn2. Kim loại nền là đồng, hợp kim chính là kẽm. Đồng thau có khả năng chịu ăn mòn tốt.
- Hợp kim kẽm chịu ma sát: được ký hiệu bắt đầu bằng chữ Zn, kèm theo các nguyên tố hợp kim và hàm lượng, chữ Đ ở cuối cùng để chỉ loại hợp kim có tính đúc tốt. Ví du: ZnAl10Cu5; ZnAl9Cu1,5.Đ.
- Hợp kim nhôm đúc: kim loại nền là nhôm, hợp kim chính là silic. Được ký hiệu bắt đầu bằng chữ Al, sau đó là ký hiệu các hợp kim và hàm lượng % của nó, hàm lượng hợp kim dưới 1% thi không cần ghi số. Ví dụ: AlSi9MgMn; AlSi6Cu7Mg.

- Hợp kim nhôm dẻo: kim loại nền là nhôm, hợp kim chính là đồng và magie. Được ký hiệu bắt đầu bằng chữ Al, sau đó là các hợp kim và hàm lượng của nó. Ví dụ: AlCu4,4Mg2,2Mn; AlMg6Mn.

c- Kim loại gốm

Kim loại gốm, còn được gọi là hợp kim cứng thiêu kết, là hỗn hợp của bột kim loại và các chất phụ gia được nung lên nhiệt độ cao và ép với áp suất lớn trong khuôn. Kim loại gốm dùng các ký hiệu theo tiêu chuẩn ГОСТ: ВК6, ВК8, ВК10, ВК15, ВК20, ВК25, ВК10-КС, ВК20-КС, ВК20К.

Chi tiết máy bằng kim loại gốm không cần qua gia công cắt gọt, và có các tính chất quan trọng như khó nóng chảy, nhẹ, hệ số ma sát thấp. Nhưng khá đắt tiền và kích thước của chi tiết không được lớn. Ví dụ: vật liệu gốm Sắt-graphít thường dùng chế tạo ổ trượt.

d- Vật liệu phi kim loại

Trong một số trường hợp đặc biệt, chi tiết máy được chế tạo bằng các vật liệu phi kim loại, ví dụ như: chất dẻo, amiăng, gỗ, da, cao su. Vật liệu phi kim loại có một số ưu điểm như: nhẹ, biến dạng lớn, dễ cắt gọt, cách điện, cách nhiệt, chống ăn mòn. Nói chung vật liệu phi kim loại có cơ tính thấp.

1.5. Vấn đề tiêu chuẩn hóa trong thiết kế máy

1.5.1. Khái niện chung

Có thể định nghĩa như sau: Tiêu chuẩn hóa là sự quy định hợp lý về quy cách, tính chất, hình dạng, kích thước của các đối tượng, và thống nhất sử dụng trong một phạm vi nhất định.

Vấn đề tiêu chuẩn hóa có ý nghĩa rất lớn trong ngành chế tạo máy cũng như trong các ngành kinh tế quốc dân khác. Chính phủ nước ta cũng đã quan tâm rất nhiều đến vấn đề tiêu chuẩn hóa.

1.5.2. Các đối tượng được tiêu chuẩn hóa trong ngành chế tạo máy

Hầu như tất cả các đối tượng trong ngành cơ khí chế tạo máy đã được tiêu chuẩn hóa. Có thể kể ra một số đối tượng chính như:

1. Các vấn đề chung: Ví dụ như dẫy số kích thước, dẫy số vòng quay, độ côn, các ký hiệu và quy ước trên bản vẽ, vv..

2- Vật liệu: ký hiệu, thành phần hóa học, tính chất cơ học, phương pháp nhiệt luyện.

3- Các đại lượng vật lý: ký hiệu, đơn vị đo, cách xác định.

4- Cấp chính xác gia công, cấp độ nhám bề mặt.

5- Hình dạng, kích thước của các chi tiết máy có công dụng chung.

6- Các thông số cơ bản về chất lượng của máy: như trọng tải, mức tiêu hao năng lượng, năng suất, hiệu suất vv..

7- Các tài liệu thiết kế, tài liệu công nghệ: như bản vẽ, thuyết minh, tài liệu hướng dẫn sử dụng máy.

1.5.3. Các cấp tiêu chuẩn hóa

Tùy theo phạm vi thống nhất sử dụng những quy định đã ban hành, người ta chia ra 6 cấp tiêu chuẩn hóa, có các tên gọi như sau:

- Tiêu chuẩn quốc tế: phạm vi sử dụng thống nhất toàn thế giới. Ví dụ: tiêu chuẩn quốc tế ISO, do tổ chức Tiêu chuẩn hóa quốc tế ban hành, tiêu chuẩn IEC do Ban điện quốc tế ban hành.
- Tiêu chuẩn khu vực: sử dụng trong một nhóm các nước có hợp tác. Ví dụ tiêu chuẩn EN do Ủy ban tiêu chuẩn hóa Châu âu ban hành, tiêu chuẩn STSEV do Hội đồng tương trợ kinh tế ban hành.
- Tiêu chuẩn quốc gia: thống nhất sử dụng trong từng nước. Ví dụ: tiêu chuẩn ГОСТ của Liên bang Nga, tiêu chuẩn TCVN của Việt Nam.
- Tiêu chuẩn ngành: thống nhất sử dụng trong từng ngành, viết tắt là TCN. Ví dụ: tiêu chuẩn 16TCN là tiêu chuẩn do Bộ cơ khí luyện kim ban hành.
- Tiêu chuẩn vùng: thống nhất sử dụng trong từng tỉnh, thành phố, viết tắt là TCV.
- Tiêu chuẩn cơ sở: thống nhất sử dụng trong từng cơ sở sản xuất, xí nghiệp, nhà máy, viết tắt là TC.

Các tiêu chuẩn đầu tiên của TCVN được ban hành vào năm 1963, đến nay nước ta đã xây dựng và ban hành được trên 8000 TCVN trong mọi lĩnh vực. Năm 1977 nước ta chính thức tham gia các hoạt động tiêu chuẩn hóa trong tổ chức tiêu chuẩn hóa quốc tế ISO, năm 1978 tham gia Ban thường trực Tiêu chuẩn hóa của Hội đồng tương trợ kinh tế SEV.

1.5.4. Ích lợi của tiêu chuẩn hóa

Thực hiện tiêu chuẩn hóa có những lợi ích sau đây:

- Số loại các chi tiết máy sử dụng trong thực tế ít đi, số lượng của mỗi loại tăng lên, tạo điều kiện tập trung sản xuất, nâng quy mô sản xuất lên hàng loạt, hàng khối. Khi số lượng sản phẩm đủ lớn, có thể xây dựng các nhà máy chuyên môn hóa sản xuất một loại sản phẩm, tạo điều kiện tập trung nghiên cứu thiết kế, đầu tư trang thiết bị hiện đại, kỹ thuật tiên tiến để tạo ra chi tiết máy hoàn thiện nhất về chức năng làm việc, giá thành rẻ nhất.
- Dễ dàng thay thế chi tiết máy khi bị hỏng, do đó việc sửa chữa nhanh chóng, giá thành sửa chữa thấp.
- Khi thiết kế máy, sử dụng các chi tiết máy đã được tiêu chuẩn hóa chỉ cần chọn, ghi mã số của chi tiết ra, không cần phải thiết kế, do đó giảm được khối lượng, công sức thiết kế, giá thành thiết kế giảm.

CHƯƠNG II

NHỮNG CHỈ TIÊU KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CHỦ YẾU CỦA CHI TIẾT MÁY

2.1. Chỉ tiêu độ bền

2.1.1. Yêu cầu về độ bền

Độ bền là chỉ tiêu quan trọng nhất của chi tiết máy. Nếu chi tiết máy không đủ bền nó sẽ bị hỏng do gẫy, vỡ, đứt, cong, vênh, mòn, dập, rỗ bề mặt, vv.. chi tiết máy không còn tiếp tục làm việc được nữa, nó mất khả năng làm việc.

Chi tiết máy được đánh giá có đủ độ bền, khi nó thỏa mãn các điều kiện bền. Các điều kiện bền được viết như sau:

$$\sigma \le [\sigma]$$
$$\tau \le [\tau]$$
$$S \ge [S].$$

Trong đó: σ và τ là ứng suất sinh ra trong chi tiết máy khi chịu tải.
$[\sigma]$ và $[\tau]$ là ứng suất cho phép của chi tiết máy.
S là hệ số an toàn tính toán của chi tiết máy,

[S] là hệ số an toàn cho phép của chi tiết máy.

2.1.2. Cách xác định ứng suất sinh ra trong chi tiết máy

Ứng suất sinh ra trong chi tiết máy được xác định theo lý thuyết của môn học Sức bền vật liệu và Lý thuyết đàn hồi. Trên cơ sở đó, môn học Chi tiết máy thừa kế hoặc xây dựng các công thức tính toán ứng suất cụ thể cho mỗi loại chi tiết máy.

a- Đối với các chi tiết máy chịu tải trọng không đổi

- Trường hợp trong chi tiết máy có trạng thái ứng suất đơn (chỉ có σ, hoặc chỉ có τ), ứng suất sinh ra trong chi tiết máy tính theo công thức của Sức bền vật liệu.

  Ví dụ, tính ứng suất kéo sinh ra trong thanh chịu chịu lực F: $\sigma_K = \frac{F}{A}$.

- Trường hợp chi tiết máy có ứng suất phức tạp (có cả σ và τ), lúc đó ứng suất sinh ra trong chi tiết máy được lấy theo ứng suất tương đương $\sigma_{tđ}$, σ_{td} tính theo thuyết bền "Thế năng biết đổi hình dạng" - Thuyết bền thứ tư:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

  hoặc theo thuyết "Ứng suất tiếp lớn nhất" - Thuyết bền thứ ba: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$

- Trường hợp diện tích tiếp xúc giữa hai bề mặt khá lớn, ứng suất sinh ra được tính theo ứng suất dập.

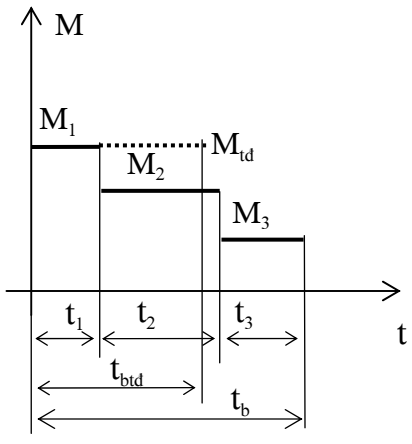
- Nếu diện tích tiếp xúc giữa hai bề mặt rất nhỏ (ban đầu tiếp xúc theo đường, hoặc theo điểm), ứng suất sinh ra là ứng suất tiếp xúc cực đại tại tâm của vùng tiếp xúc, được tính theo công thức Héc σ_H .

b- Đối với các chi tiết máy chịu tải trọng thay đổi

Ví dụ, xét một chi tiết máy làm việc với chế độ tải trọng thay đổi: trong thời gian sử dụng t_b, chi tiết máy làm việc với n chế độ tải trọng, mỗi chế độ tải trọng M_i làm việc với thời gian t_i (Hình 2-1).

Ứng suất sinh ra trong chi tiết máy sẽ được tính theo chế độ tải trọng không đổi tương đương. Chế độ tải trọng tương đương thường được chọn như sau:

$M_{tđ} = M_1$ (M_1 là tải trọng lớn nhất trong chế độ tải trọng thay đổi).



***Hình 2-1**: Tải trọng thay đổi*

Thời gian làm việc tương đương $t_{btđ}$ của chi tiết máy được xác định dựa trên nguyên lý "Cộng đơn giản tổn thất mỏi". Tuổi bền tương đương của chi tiết máy, trong đa số các trường hợp, được tính theo công thức:

$$t_{btd} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{M_i}{M_1} \right)^m t_i$$

Trong trường hợp để xác định số chu kỳ ứng suất tiếp xúc, thì $t_{btđ}$ được tính theo công thức:

$$t_{btd} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{M_i}{M_1} \right)^{m/2} t_i$$

Trong đó *m* là mũ của đường cong mỏi.

Giá trị ứng suất được tính theo tải trọng $M_{tđ}$, hoặc theo tải trọng M_1, số chu ký ứng suất sẽ được tính theo $t_{btđ}$.

2.1.3. Cách xác định ứng suất cho phép

- Xác định ứng suất cho phép bằng cách tra bảng. Trong Sổ tay thiết kế cơ khí, và trong sách Bài tập chi tiết máy có các bảng số liệu ghi ứng suất cho phép của một số loại chi tiết máy thông dụng. Bảng số liệu ứng suất cho phép được thiết lập bằng cách thí nghiệm, hoặc bằng những kinh nghiệm đúc kết trong quá trình sử dụng chi tiết máy. Cách xác định này cho kết quả khá chính xác.

- Tính ứng suất cho phép theo công thức gần đúng:

$$[\sigma] = \sigma_{lim} / S$$

$$[\tau] = \tau_{lim} / S,$$

Trong đó: σ_{lim} và τ_{lim} là ứng suất giới hạn. Tùy theo từng trường hợp cụ thể ứng suất giới hạn có thể là giới hạn chảy (σ_{ch} , τ_{ch}), giới hạn bền (σ_b , τ_b), giới hạn mỏi (σ_r , τ_r), giới hạn mỏi ngắn hạn (σ_{rN} , τ_{rN}) của vật liệu chế tạo chi tiết máy.

S là hệ số an toàn, hệ số S được xác định từ các hệ số an toàn thành phần:

$$S = S_1.S_2.S_3$$

Trong đó: S_1 là hệ số xét đến mức độ chính xác trong việc xác định tải trọng và ứng suất, S_1 có thể chọn trong khoảng 1,2 ÷ 1,5.

S_2 là hệ số xét đến độ đồng nhất về cơ tính của vật liệu. Đối với các chi tiết máy bằng thép rèn hoặc cán lấy S_2= 1,5 , các chi tiết máy bằng gang có thể lấy S_2 = 2 ÷ 2,5.

S_3 là hệ số xét đến những yêu cầu đặc biệt về an toàn, đối với các chi tiết máy quan trọng trong máy, hoặc có liên quan trực tiếp đến an toàn lao động, lấy $S_3 = 1,2 \div 1,5$.

- Ứng suất cho phép cũng có thể được tính theo công thức thực nghiệm.

Ví dụ, khi tính bánh ma sát, ứng suất tiếp xúc cho phép được lấy theo độ rắn bề mặt: $[\sigma_H] = (1,5 \div 2,5)$ HB, hoặc $[\sigma_H] = (13 \div 18)$ HRC.

2.2. Chỉ tiêu độ bền mòn

- Khi hai bề mặt tiếp xúc có áp p, có trượt tương đối với nhau và có ma sát, thì bao giờ cũng có hiện tượng mòn. Áp suất càng lớn, vận tốc trượt tương đối càng lớn, hệ số ma sát càng lớn thì tốc độ mòn càng nhanh. Giữa áp suất p và quãng đường ma sát s có liên hệ theo hệ thức sau:

$$p^m s = \text{hằng}.$$

Số mũ m phụ thuộc vào hệ số ma sát f của các bề mặt tiếp xú.

Giá trị của m lấy như sau:

khi có ma sát nửa ướt ($f = 0,01 \div 0,09$) lấy $m = 3$,

ma sát nửa khô ($f = 0,1 \div 0,3$) lấy $m = 2$,

ma sát khô hoặc có hạt mài giữa hai bề mặt tiếp xúc ($f = 0,4 \div 0,9$) lấy $m = 1$.

- Mòn làm mất đi một lượng vật liệu trên bề mặt chi tiết, kích thước dạng trục của chi tiết máy giảm xuống, kích thước dạng lỗ tăng lên, các khe hở tăng lên, làm giảm độ chính xác, giảm hiệu suất của máy. Khi kích thước giảm quá nhiều có thể dẫn đến chi tiết máy không đủ bền. Mòn cũng làm giảm chất lượng bề mặt chi tiết máy, giảm khả năng làm việc của máy, đồng thời đẩy nhanh tốc độ mòn.

- Chi tiết máy được coi là đủ chỉ tiêu bền mòn, nếu như trong thời gian sử dụng lượng mòn chưa vượt quá giá trị cho phép.

- Để đảm bảo độ bền mòn, chi tiết máy được tính theo công thức thực nghiệm sau:

$$p \le [p]$$

$$\text{hoặc } pv \le [pv].$$

Trong đó p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc, v là vận tốc trượt tương đối giữa hai bề mặt.

- Để nâng cao độ bền mòn của chi tiết máy, cần thực hiện bôi trơn bề mặt tiếp xúc đầy đủ, dùng vật liệu có hệ số ma sát thấp. Tăng diện tích bề mặt tiếp xúc để giảm áp suất. Chọn hình dạng chi tiết máy và quy luật chuyển động của nó hợp

lý để vận tốc trượt tương đối là nhỏ nhất. Dùng các biện pháp nhiệt luyện bề mặt để tăng độ rắn, làm tăng áp suất cho phép của bề mặt.

- Ngoài ra để tránh ăn mòn điện hóa, những bề mặt không làm việc của chi tiết máy cần được bảo vệ bằng cách phủ sơn chống gỉ, hoặc bằng phương pháp mạ.

2.3. Chỉ tiêu độ cứng

2.3.1. Yêu cầu về độ cứng

Chi tiết máy được coi là không đủ độ cứng, khi lượng biến dạng đàn hồi của nó vượt quá giá trị cho phép.

Khi chi tiết máy không đủ cứng, độ chính xác làm việc của nó sẽ giảm, nhiều khi dẫn đến hiện tượng kẹt không chuyển động được, hoặc làm tăng thêm tải trọng phụ trong chi tiết máy, hoặc ảnh hưởng đến chất lượng làm việc của các chi tiết máy khác lắp ghép với nó.

Độ cứng cũng là chỉ tiêu quan trọng của chi tiết máy. Trong một số trường hợp chi tiết máy đủ bền nhưng chưa đủ cứng, lúc đó phải tăng kích thước của chi tiết máy cho đủ cứng, chấp nhận thừa bền.

2.3.2. Cách đánh giá chỉ tiêu độ cứng của chi tiết máy

Chi tiết máy đủ chỉ tiêu độ cứng, khi nó thỏa mãn các điều kiện cứng sau:

$$\Delta l \le [\Delta l],$$
$$y \le [y],$$
$$\theta \le [\theta],$$
$$\varphi \le [\varphi],$$
$$\Delta h \le [\Delta h].$$

Trong đó: Δl là độ dãn dài hoặc độ co của chi tiết máy khi chịu tải,
y là độ võng của chi tiết máy bị uốn,
θ là góc xoay của tiết diện chi tiết máy bị uốn,
φ là góc xoắn của chi tiết máy bị xoắn,
Δh là biến dạng của bề mặt tiếp xúc.
$[\Delta l]$, $[y]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ và $[\Delta h]$ là giá trị cho phép của các biến dạng.

Giá trị của Δl, y, θ, φ được tính theo công thức của Sức bền vật liệu.

Giá trị Δh của vật thể tiếp xúc ban đầu theo điểm hoặc đường được xác định theo lý thuyết của Héc-Beliaep, của vật thể có diện tích tiếp xúc lớn được xác định bằng thực nghiệm.

Giá trị của [Δl], [y], [θ], [φ], [Δh] được chọn theo điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy, có thể tra trong các Sổ tay thiết kế cơ khí, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Để đánh giá khả năng chống biến dạng của chi tiết máy, người ta còn dùng hệ số độ cứng C, là tỷ số giữa biến dạng và lực tác dụng do chúng gây nên. Chi tiết máy có hệ số cứng càng cao thì khả năng biến dạng càng nhỏ. Hệ số C được xác định theo công thức của Sức bền vật liệu.

Để tăng độ cứng cho chi tiết máy cần chọn hình dạng tiết diện của chi tiết máy hợp lý, đặc biệt nên sử dụng tiết diện rỗng. Trường hợp cần thiết nên dùng thêm các gân tăng cứng. Đối với chi tiết máy cần độ cứng cao, nên chọn vật liệu có cơ tính thấp, để tránh dư bền.

2.4. Chỉ tiêu chịu nhiệt

2.4.1. Yêu cầu về chỉ tiêu chịu nhiệt

Trong quá trình máy làm việc, công suất tổn hao do ma sát biến thành nhiệt năng đốt nóng các chi tiết máy. Nhiệt độ làm việc cao quá giá trị cho phép, có thể gây nên các tác hại sau đây:

+ Làm giảm cơ tính của vật liệu, dẫn đến làm giảm khả năng chịu tải của chi tiết máy.

+ Làm giảm độ nhớt của dầu, mỡ bôi trơn, tăng khả năng mài mòn.

+ Chi tiết máy bị biến dạng nhiệt lớn làm thay đổi khe hở trong các liên kết động, có thể dẫn đến kẹt tắc, hoặc gây nên cong vênh.

2.4.2. Cách đánh giá chỉ tiêu chịu nhiệt của máy

Máy hoặc bộ phận máy được coi là đủ chỉ tiêu chịu nhiệt, khi nó thỏa mãn điều kiện chịu nhiệt:

$$\theta \le [\theta],$$

Trong đó: θ là nhiệt độ làm việc của máy, bộ phận máy.
[θ] là nhiệt độ cho phép của máy.

Nhiệt độ làm việc θ được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2$$

Trong đó: Ω là nhiệt lượng sinh ra trong một đơn vị thời gian, khi máy làm việc,

$$\Omega = 860.(1 - \eta).P \quad (kCal/h)$$

η : hiệu suất làm việc của máy,

P : công suất làm việc của máy, kW.

Ω_1 là nhiệt lượng tỏa ra môi trường trong một đơn vị thời gian, kCal/h.

$$\Omega_1 = k_t.A_t.(\theta - \theta_0) \quad (kCal/h)$$

k_t: hệ số tỏa nhiệt ra môi trường, có thể lấy $k_t = (7,5 \div 15)$ kCal/m^{2}h^{0}C

A_t: diện tích tỏa nhiệt của máy, tính bằng m^2,

θ_0: nhiệt độ môi trường làm việc của máy, ^{0}C.

Ω_2 là nhiệt lượng do thiết bị làm mát tải ra ngoài trong một giờ, kCal/h.

Thay vào phương trình cân bằng nhiệt, ta có công thức tính nhiệt độ làm việc θ như sau:

$$\theta = \frac{860(1-\eta)P - \Omega_2}{k_t A_t} + \theta_0$$

Nhiệt độ cho phép [θ] tra trong các Sổ tay Thiết kế cơ khí, tùy theo loại dầu bôi trơn, vật liệu của chi tiết máy và chức năng làm việc của chi tiết máy.

Khi chi tiết máy không đủ chỉ tiêu chịu nhiệt, có nghĩa là $\theta > [\theta]$, lúc đó cần tìm biện pháp xử lý. Có thể chọn lại chất bôi trơn để tăng nhiệt độ cho phép [θ]. Hoặc là giảm nhiệt độ làm việc θ bằng cách:

+ Tăng diện tích bề mặt tỏa nhiệt A_t, bằng cách dùng các gân, cánh tản nhiệt.

+ Tăng hệ số tỏa nhiệt k_t, bằng cách dùng quạt gió, hoặc phun nước.

+ Dùng các thiết bị làm mát.

2.5. Chỉ tiêu chịu dao động

Trong kết cấu của máy, mỗi chi tiết máy là một hệ dao động có tần số dao động riêng ω_0. Nếu chi tiết máy dao động quá mức độ cho phép, sẽ gây nên rung lắc giảm độ chính xác làm việc của chi tiết máy và các chi tiết máy khác. Đồng thời gây nên tải trọng phụ, làm cho chi tiết biến dạng lớn, có thể dẫn đến phá hỏng chi tiết máy. Hoặc gây tiếng ồn lớn, tiếng ồn khó chịu.

Khi khởi động máy, các chi tiết máy bắt đầu dao động tự do. Trong quá trình làm việc, nếu như không có nguồn dao động tác động vào chi tiết máy, thì dao động

tự do của chi tiết máy sẽ tắt dần sau một vài phút. Nếu chi tiết máy chịu tác dụng của một nguồn gây dao động, thì nó sẽ dao động cưỡng bức.

Nguồn gây dao động thông thường là các chi tiết máy quay có khối lượng lệch tâm, các chi tiết máy chuyển động qua lại có chu kỳ, hoặc do các máy xung quanh truyền đến. Biên độ dao động của nguồn càng lớn thì chi tiết máy dao động càng nhiều, đặc biệt là khi tần số của nguồn bằng hoặc gần bằng với tần số riêng ω_0, lúc đó chi tiết máy dao động rất mạnh (hiện tượng cộng hưởng).

Chi tiết máy đủ chỉ tiêu chịu dao động, khi biên độ dao động của nó nhỏ hơn biên độ cho phép. Trong thực tế, việc xác định chính xác biên độ dao động của một chi tiết máy là rất khó khăn. Do đó, việc tính toán đủ chỉ tiêu chịu dao động được thay thế bằng việc tìm các biện pháp để hạn chế dao động của chi tiết máy.

Các biện pháp hạn chế dao động của chi tiết máy, có thể kể đến là:

- Triệt tiêu các nguồn gây dao động: bằng cách cân bằng máy, hạn chế sử dụng các quy luật chuyển động qua lại trong máy, cách biệt máy với các nguồn rung động xung quanh.
- Cho chi tiết máy làm việc với số vòng quay khác xa với số vòng quay tới hạn (ứng với tần số riêng ω_0) để tránh cộng hưởng.
- Thay đổi tính chất động lực học của hệ thống, để làm thay đổi tần số riêng ω_0.
- Dùng các thiết bị giảm rung.

CHƯƠNG III

ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY CHI TIẾT MÁY

3.1. Những vấn đề chung

- Độ tin cậy là mức độ duy trì các chỉ tiêu khả năng làm việc của máy, chi tiết máy trong suốt thời gian sử dụng theo quy định.

  Nói cách khác, trong suốt thời gian sử dụng, máy và chi tiết máy ít xảy ra hỏng hóc, tốn ít thời gian hiệu chỉnh sửa chữa, thì độ tin cậy của máy, chi tiết máy được đánh giá là cao.

- Độ tin cậy là một trong các đặc trưng quan trọng nhất của máy và chi tiết máy, nó là thông số thể hiện chất lượng của máy tốt hay xấu, được người sử dụng ưa chuộng hay không. Trong nền sản xuất cơ khí hóa và tự động hóa độ tin cậy càng có ý nghĩa đặc biệt quan trọng. Một chi tiết, thiết bị nào đó có độ tin cậy

thấp, hay xảy ra hỏng hóc, sẽ làm đình trệ cả dây truyền sản xuất, cả phân xưởng sản xuất, thậm chí của cả xí nghiệp.

- Độ tin cậy của máy, chi tiết máy được đánh giá qua các chỉ tiêu sau đây:

  + Xác suất làm việc không hỏng hóc, ký hiệu là R. Giá trị R của máy và chi tiết máy càng lớn, thì máy và chi tiết máy có độ tin cậy càng cao.

  + Xác suất làm việc hỏng hóc, ký hiệu là F. Giá trị F càng lớn, thì máy và chi tiết máy có độ tin cậy càng thấp.

  + Cường độ hỏng hóc, ký hiệu là $\lambda(t)$. Là xác suất làm việc hỏng được tính tại một thời điểm trong thời gian làm việc của máy. Tại những thời điểm có $\lambda(t)$ thấp, máy và chi tiết máy làm việc có độ tin cậy cao.

  + Thời gian làm việc trung bình cho đến lần hỏng đầu tiên, ký hiệu là t_H. Giá trị t_H càng cao, thì máy và chi tiết máy có độ tin cậy càng cao.

  + Hệ số sử dụng của máy, ký hiệu là K_{Sd}. Giá trị K_{sd} càng cao, thì máy và chi tiết máy có độ tin cậy càng cao.

  Chỉ tiêu t_H và K_{sd} thường dùng để đánh giá độ tin cậy cho các máy hay xảy ra hỏng hóc, nhưng sau khi điều chỉnh hoặc sửa chữa nhỏ thì lại có thể làm việc bình thường.

3.2. Cách xác định các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy

3.2.1. Tính xác suất làm việc không hỏng R và hỏng F của một đối tượng

Xác suất làm việc không hỏng R và xác suất làm việc hỏng F được tính theo lý thuyết Xác suất thông kê.

Một cách gần đúng có thể xác định R và F của từng máy, chi tiết máy như sau:

- Lấy ngẫu nhiên N chi tiết máy, hoặc máy (ta gọi chung là đối tượng thử nghiệm), cho làm việc theo một chế độ quy định, trong một thời gian đã định. Số lượng đối tượng đem thử nên lấy lớn hơn hoặc bằng 60, $N \geq 60$.
- Sau thời gian thử nghiệm ta đếm được số đối tượng hỏng là N_H, số lượng đối tượng còn làm việc tốt là N_T, lúc đó

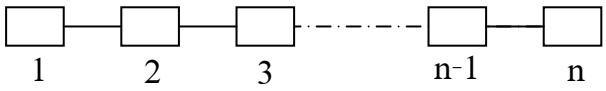
$$R = N_T / N,$$

$$F = N_H / N.$$

Ta nhận thấy rằng: $R \le 1$, $F \le 1$, và $R + F = (N_T + N_H) / N = 1$.

3.2.2. Tính xác suất R_{nt} và F_{nt} của một hệ gồm n đối tượng mắc nối tiếp

Xét hệ thống gồm n đối tượng được lắp ghép nối tiếp nhau thành một chuỗi. Ví dụ: một dây chuyền sản xuất gồm n máy. Mỗi đối tượng đã được xác định xác suất R và F, đối tượng thứ i có xác suất R_i và F_i (Hình 2-1). Ta phải tính R_{nt} và F_{nt} của toàn hệ.



***Hình 3-1:** Hệ mắc nối tiếp n đối tượng*

Ta nhận thấy rằng: khi một đối tượng bị hỏng thì cả hệ thống bị dừng; như vậy khi số lượng n đối tượng mắc nối tiếp càng nhiều, thì xác suất làm việc không hỏng của hệ nối tiếp R_{nt} càng giảm, và xác suất làm việc hỏng F_{nt} sẽ tăng lên, độ tin cậy của hệ giảm. Đồng thời, nếu ta tăng giá trị R_i của mỗi phần tử, thì xác suất R_{nt} sẽ tăng, độ tin cậy của hệ tăng.

Với nhận xét như trên, ta có thể tính R_{nt} và F_{nt} theo công thức sau:

$$R_{nt} = R_1.R_2...R_n = \prod_{i=1}^{n} R_i$$

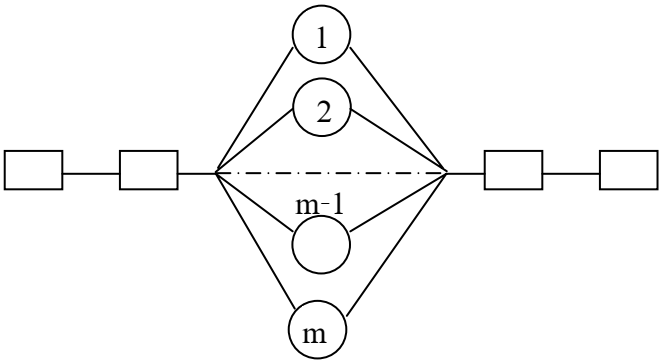
$$F_{nt} = 1 - R_{nt}$$

3.2.3. Tính xác suất R_S và F_S của một hệ gồm m đối tượng mắc song song

Xét một dây chuyền sản xuất, trong đó có một khâu yếu hay xảy ra hỏng hóc. Khâu này được tăng cường bằng cách lắp m đối tượng có cùng chức năng song song nhau. Mỗi đối tượng trong hệ mắc song song có xác suất R_i và F_i (Hình 2-2). Chúng ta cần tính xác suất không hỏng R_S và xác suất hỏng F_S của toàn bộ m đối tượng thuộc khâu yếu này, đây chính là R_S và F_S của hệ gồm m đối tượng mắc song song.

Khảo sát dây chuyền sản xuất trên, chúng ta nhận thấy rằng: khi một hoặc một số đối tượng bị hỏng thì khâu yếu vẫn chưa bị hỏng, hệ thống còn hoạt động được; chỉ khi cả m đối tượng bị hỏng thì khâu yếu mới bị hỏng, hệ thống mới bị dừng. Như vậy, khi số lượng m đối tượng mắc song song càng nhiều, thì xác suất làm việc hỏng của khâu yếu F_S càng nhỏ, độ tin cậy của hệ lớn, và ngược lại. Đồng

thời, nếu tăng độ tin cậy của mỗi phần tử mắc song song, có nghĩa là giảm F_i, thì độ tin cậy của toàn hệ cũng tăng, F_S giảm. Có nghĩa là R_S sẽ tăng.



***Hình 3-2**: Hệ có khâu mắc song song m đối tượng*

Từ nhận xét trên, ta có thể lập công thức tính xác suất R_S và F_S của hệ mắc song song như sau:

$$F_S = F_1.F_2.F_3...F_m = \prod_{i=1}^{m} F_i$$

$$R_S = 1 - F_S$$

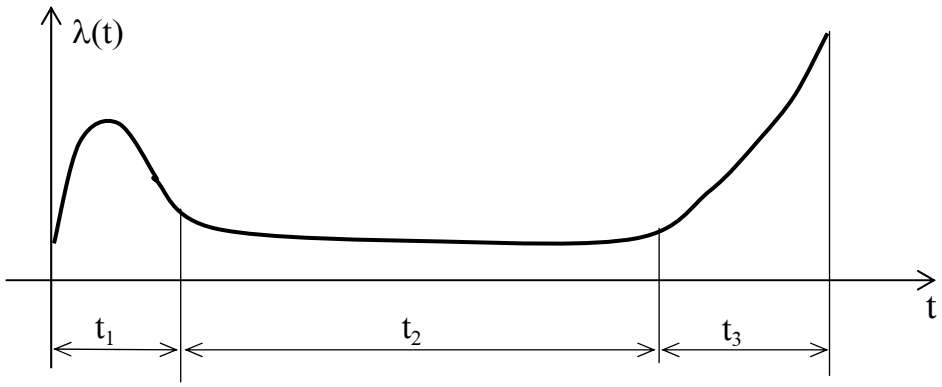
3.2.4. Xác định cường độ hỏng λ(t)

Cường độ hỏng λ(t) là xác suất làm việc hỏng của đối tượng được tính tại thời điểm t nào đó. Cường độ λ(t) cũng được tính theo lý thuyết Xác suất.

Một cách gần đúng người ta xác định λ(t) như sau:

- Lấy ngẫu nhiên N đối tượng đem thử. Thử nghiệm cho đến khi tất cả N đối tượng bị hỏng, thời gian thử nghiệm là t_{th}. Nên lấy $N \geq 60$.
- Chia thời gian thử t_{th} làm n phần, ký hiệu các phần là t_1 đến t_n. Đếm số đối tượng bị hỏng trong khoảng thời gian t_1, ký hiệu là N_1. Số đối tượng bị hỏng trong khoảng thời gian t_i là N_i.
- Cường độ hỏng $\lambda(t_i)$ tại một thời điểm thuộc khoảng thời gian t_i được tính theo công thức: $$\lambda(t_i) = \frac{N_i}{N.t_i}$$

Thí nghiệm với nhiều loại máy khác nhau, người ta nhận thấy quy luật phân bố của λ(t) theo thời gian của các loại máy có dạng gần giống nhau. Dạng phổ biến nhất được biểu diễn trên Hình 3-3.



***Hình 3-3**: Quy luật phân bố của λ(t) theo thời gian*

Quan sát đồ thị phân bố λ(t) theo thời gian, ta có nhận xét như sau:

- Thời gian đầu sử dụng máy, cường độ hỏng λ(t) tương đối cao. Khoảng thời gian t_1 không dài lắm. Đây là thời gian hỏng ban đầu của máy. Các cơ sổ sản xuất thường lấy thời gian t_1 làm thời gian bảo hành máy.
- Trong khoảng thời gian t_2, cường độ hỏng λ(t) tương đối thấp và ít thay đổi, thời gian t_2 khá dài, đây là thời gian làm việc ổn định của máy.
- Trong khoảng thời gian t_3, cường độ hỏng λ(t) rất cao. Đây là thời gian hỏng phá hủy của máy. Thời gian t_3 không được tính vào thời gian sử dụng máy. Có nghĩa là, tuổi bền của máy chỉ bao gồm thời gian t_1 và t_2.

Những nhận xét trên được giải thích như sau:

- Các máy bị hỏng trong khoảng thời gian t_1 thường là những máy phế phẩm, còn lẫn vào sản phẩm xuất xưởng, do kiểm tra không phát hiện ra được, hoặc vì một lý do nào đó người thiết kế cố tình đưa vào. Ví dụ: để tăng dung sai kích thước, hạ giá thành sản phẩm, trong nhiều trường hợp người thiết kế đã chọn giải pháp "lắp lẫn không hoàn toàn". Có nghĩa là người thiết kế biết trước có khoảng 5% sản phẩm không đủ chất lượng, nhưng vẫn được coi là chính phẩm. Các cơ sở sản xuất nên sẵn sàng thu nhận những sản phẩm bị hỏng trong thời gian t_1 về, và nói lời cảm ơn lịch sự với khách hàng "Quý ngài đã giúp chúng tôi tìm ra sản phẩm kém chất lượng bị lẫn trong số hàng hóa đã bán ra".
- Sau khi số sản phẩm kém chất lượng bị hỏng hết, theo lý thuyết trong khoảng thời gian t_2 sẽ không còn sản phẩm nào bị hỏng, λ(t) = 0. Song thực tế, vẫn có máy bị hỏng do những nguyên nhân ngẫu nhiên mà khi thiết kế chưa lường hết được. Những sản phẩm bị hỏng trong thời gian này, sẽ không được bồi thường.

- Sau một thời gian dài sử dụng, các chi tiết bị mòn, mỏi, lão hóa, nên trong khoảng thời gian t_3 cường độ hỏng rất cao. Một máy được đánh giá là có tính kinh tế cao, khi mà khoảng thời gian t_3 của nó ngắn.

3.2.5. Xác định thời gian làm việc cho đến lần hỏng đầu tiên t_H

Chọn ngẫu nhiên N đối tượng đem thử, nên lấy N ≥ 60. Cho N đối tượng làm việc trong điều kiện quy định. Ghi chép thời gian làm việc cho đến lần hỏng đầu tiên của từng đối tượng. Ký hiệu thời gian làm việc cho đến lần hỏng đầu tiên của đối tượng thứ i là t_{Hi}. Lúc đó thời gian làm việc cho đến lần hỏng đầu tiên của loạt sản phẩm khảo sát, t_H được tính như sau:

$$t_H = (t_{H1} + t_{H2} + ... + t_{HN}) / N = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} t_{Hi}$$

3.2.6. Xác định hệ số sử dụng K_{sd}

Hệ số sử dụng K_{Sd} của một loạt sản phẩm nào đó cũng được xác định theo phương pháp thống kê. Người ta theo dõi một số lượng sản phẩm đủ lớn (thường chọn N ≥ 60), trong một khoảng thời gian quy định. Ghi chép và tính thời gian làm việc trung bình, thời gian chăm sóc, thời gian sửa chữa trung bình của loạt máy thử nghiệm.

Sau đó tính hệ số K_{sd} theo công thức:

$$K_{sd} = t_{lv} / (t_{lv} + t_{Ch} + t_{Ph}).$$

Trong đó:

t_{lv} là thời gian làm việc thực tế của máy,

t_{Ch} là thời gian sửa chữa máy,

t_{Ph} là thời gian phục vụ chăm sóc máy.

$(t_{lv} + t_{ch} + t_{ph})$ là khoảng thời gian thử nghiệm.

3.3. Các biện pháp nâng cao độ tin cậy của máy

Để nâng cao độ tin cậy của máy, có thể thực hiện các biện pháp sau đây:

- Nâng cao độ tin cậy của từng chi tiết trong máy, bằng cách:

  + Xác định chính xác tải trọng và ứng suất trong chi tiết máy.

  + Dùng phương pháp tính có độ chính xác cao, công thức tính toán thích hợp để xác định kích thước của chi tiết máy.

+ Chọn phương pháp gia công tin cậy, đảm bảo đúng các chỉ tiêu kỹ thuật theo thiết kế.

+ Chọn phương pháp kiểm tra thích hợp, thiết bị kiểm tra có độ chính xác cao, đảm bảo loại được hết các phế phẩm ra khỏi loạt sản phẩm xuất xưởng.

+ Tuân thủ tuyệt đối các quy định về sử dụng chi tiết máy và máy.

+ Chăm sóc, bảo dưỡng thường xuyên chi tiết máy và máy.

- Tìm kết cấu hợp lý để giảm bớt số khâu lắp nối tiếp trong máy.
- Tăng độ tin cậy ở những khâu yếu, hay xảy ra hỏng hóc, bằng cách lắp song song một số chi tiết có cùng chức năng.

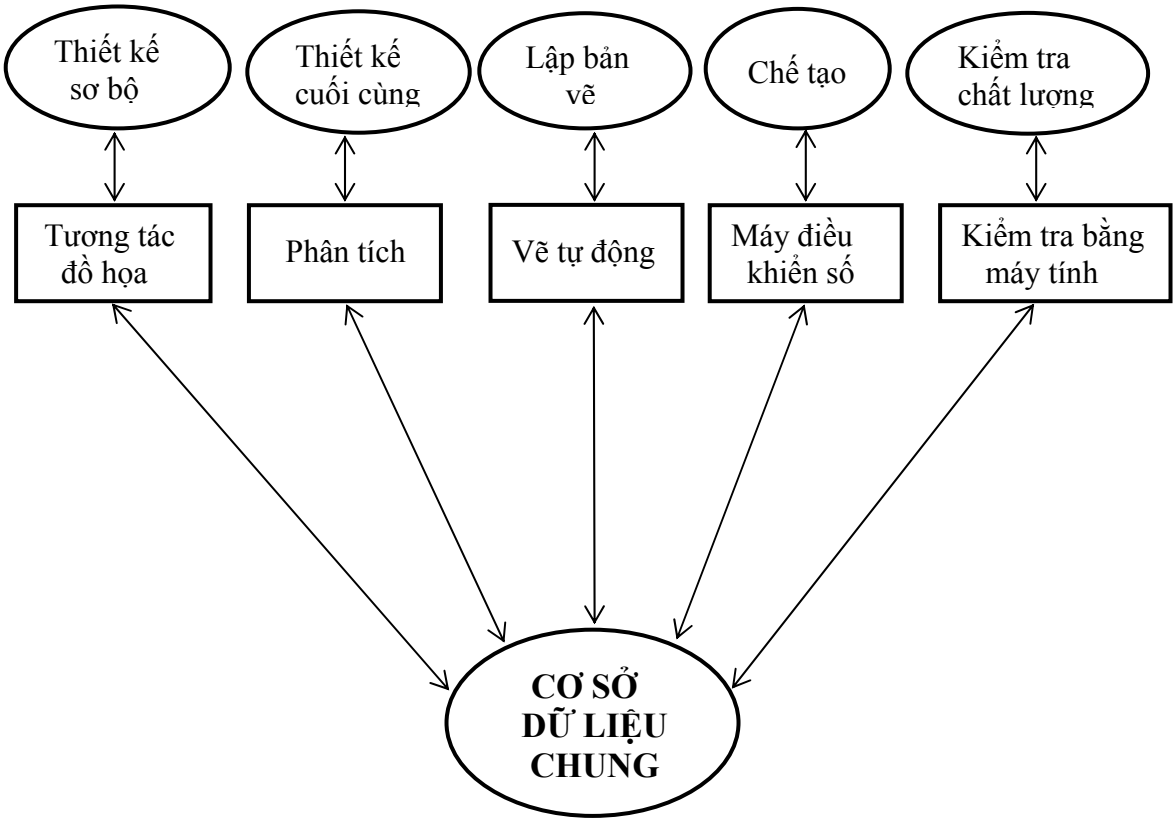
CHƯƠNG IV

ỨNG DỤNG TIN HỌC TRONG THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

4.1. Khái quát về ứng dụng tin học trong thiết kế máy

Ngày nay công nghiệp máy tính đã phát triển mạnh mẽ, máy tính đã trở thành công cụ trợ giúp đắc lực cho con người, tạo điều kiện cho con người phát huy hết khả năng của mình. Trong công nghiệp chế tạo máy người ta cũng đã sử dụng máy tính rất nhiều. Các chương trình tính toán thiết kế tối ưu, các chương trình tính toán và vẽ tự động chi tiết máy, bộ phận máy và máy được thiết lập. Các máy công cụ tự động, điều khiển bằng chương trình số với sự trợ giúp của máy tính, máy CNC, đã được chế tạo.

Trong nền công nghiệp hiện đại, máy tính hỗ trợ cho mọi chức năng, nhiệm vụ thiết kế và chế tạo, các máy tính điện tử được nối thành mạng và cùng truy nhập đến một cơ sở dữ liệu chung (Hình 4-1).



***Hình 4-1**: Sơ đồ của một mạng thiết kế, chế tạo hiện đại.*

Ba khối công việc đầu thuộc về nhiệm vụ của việc ứng dụng tin học vào thiết kế chi tiết máy và máy. Để thực hiện tốt ba khối công việc trên, người kỹ sư thiết kế phải nắm thật vững lý thuyết môn học chi tiết máy và biết lập chương trình máy tính, biết sử dụng máy tính và các thiết bị phụ trợ. Ở một mức độ khác thấp hơn, yêu cầu người thiết kế phải có kiến thức về chi tiết máy và biết sử dụng các chương trình thiết kế và vẽ tự động chi tiết máy, bộ phận máy đã có sẵn.

4.2. Những hướng chính ứng dụng tin học vào thiết kế máy và chi tiết máy

- Hướng thứ nhất: giảm nhẹ công sức tính toán thiết kế. Người ta sử dụng máy tính như một công cụ tính toán. Thực hiện chương trình hóa các phương pháp tính toán thiết kế kinh điển đang được sử dụng, bằng các phần mền ứng dụng. Khi thiết kế, chúng ta chạy các chương trình này trên máy tính, nhập vào chương

trình các số liệu cần thiết đã được lựa chọn, kết quả tính toán sẽ được đưa ra giấy và màn hình.

- Hướng thứ hai: thiết kế chính xác. Lợi dụng khả năng tính toán nhanh, chính xác của máy tính, ta lập các bài toán tính toán thiết kế theo những lý thuyết chính xác, lập chương trình để giải các bài toán này, kết qủa tính toán có độ chính xác cao hơn, tin cậy hơn so với các phương pháp tính toán thiết kế truyền thống.
- Hướng thứ ba: thiết kế tối ưu. Lợi dụng khả năng làm việc nhanh của máy tính, lập chương trình tiến hành tính toán tất cả các phương án thiết kế có thể được, sau đó chọn ra phương án tốt nhất theo các chỉ tiêu tối ưu của bài toán đặt ra.
- Hướng thứ tư: giảm nhẹ công sức thiết lập các bản vẽ. Sử dụng các phần mềm về vẽ, lập chương trình ứng dụng tự động vẽ các chi tiết máy, bộ phận máy và máy. Khi chạy các chương trình này, chỉ cần nạp các số liệu đã được chọn từ bàn phím hoặc từ đĩa mềm, máy tính sẽ tự động hoàn thành bản vẽ và có thể in ra giấy để sử dụng. Có thể lập các bản vẽ chế tạo chi tiết máy, bản vẽ lắp, bản vẽ chung và lập bản thuyết minh.
- Hướng thứ năm: tự động hóa quá trình thiết kế. Lập phần mềm hoàn chỉnh giải quyết tất cả các vấn đề liên quan đến một chi tiết máy hoặc một bộ phận máy. Khi chạy chương trình, ta chỉ cần nhập các số liệu cần thiết theo yêu cầu của chương trình. Kết quả nhận được sẽ là bản vẽ hoàn chỉnh của chi tiết máy hoặc bộ phận máy.
- Hướng thứ sáu: kết hợp các chương trình tính toán thiết kế và các chương trình điều khiển quá trình chế tạo, kiểm tra, tạo thành một hệ thống thiết kế – chế tạo tự động hoàn chỉnh.

4.3. Các phương tiện để ứng dụng tin học vào thiết kế, chế tạo máy và chi tiết máy

4.3.1. Phần cứng

Phần cứng là tổ hợp các phương tiện kỹ thuật gồm máy tính và các thiết bị đưa vào, đưa ra thông tin. Máy tính có thể là cỡ lớn, cỡ nhỏ, hoặc máy tính cá nhân, chúng được sử dụng đơn lẻ hoặc nối thành mạng. Thiết bị đưa thông tin vào ra như máy in, máy vẽ, các ổ đĩa từ, băng từ, ổ đĩa quang, máy đọc băng, đọc bìa đục lỗ, các thiết bị đọc bản vẽ như bảng số hóa, máy quét hình ảnh, màn hình, bút sáng, chuột, bàn phím.

Các máy công cụ điều khiển bằng chương trình số, có sự trợ giúp của máy tính, máy CNC. Máy công cụ CNC là hệ thống bao gồm:

- Máy công cụ có khả năng cắt gọt, như máy phay, máy tiện, máy mài. Có khả năng dịch chuyển chính xác điểm cắt gọt theo 2 chiều, 3 chiều, 4 chiều hay 5 chiều (còn được gọi là máy 2 trục, 3 trục, 4 trục, 5 trục, hay là máy 2D, 3D, 4D, 5D).
- Bộ điều khiển số: nhận các thông tin đã được mã hoá từ các con số trên máy tính, chuyển thành tín hiệu điện để điều khiển các động cơ bước hoạt động theo yêu cầu.
- Máy tính: thu nhận chương trình điều khiển quá trình gia công, được viết dưới dạng số và ký tự, mã hoá và chuyển thông tin đến bộ điều khiển. Máy tính còn làm nhiệm vụ xử lý các tín hiệu nhận được từ bộ điều khiển và truyền ngược lại. Chương trình điều khiển CNC có thể nhập từ bàn phím, từ các ổ đĩa, hoặc từ những phần mềm lập trình tự động, như phần mềm MasterCAM, phần mềm Pro/Engineer.

4.3.2. Phần mềm

Phần mềm là tổ hợp các chương trình sử dụng trong máy tính điện tử. Gồm có phấn mền hệ thống: chương trình điều hành và bảo trì hệ thống máy (DOS, Norton), và phần mền ứng dụng: các chương trình hoàn thành những nhiện vụ cụ thể đặt ra (Windows, Word, Excel, Turbo Pascal, AutoCAD, MasterCAM, ...).

Viết các chương trình tính toán thiết kế chi tiết và máy, thường người ta sử dụng ngôn ngữ Pascal, ngôn ngữ Basic, ngôn ngữ Fortran, ngôn ngữ C^{++}, ... Để lập các bản vẽ người ta có thể sử dụng các chương trình AutoCAD của hãng Autodesk của Mỹ, AutoKON của Anh, CADdy của Đức, TIPS-1 của Nhật, MasterCAM, Pro/Engineer, ... Trong đó AutoCAD được sử dụng phổ biến ở Việt Nam vì giá rẻ, có nhiều chức năng phong phú và dễ dàng sử dụng. Phần mềm MasterCAM và Pro/Engineer có những chức năng vượt trội, cũng đã được sử dụng ở Việt Nam.

4.4. Giới thiệu một số phần mềm sử dụng để thiết kế chi tiết máy, bộ phận máy

Hiện nay trên thế giới cũng đã có một số phần mền tính toán thiết kế, ví dụ phần mềm GENEUS-13 tính toán thiết kế và vẽ đai, xích. Nói chung các phần mềm này chưa được sử dụng rộng rãi ở Việt Nam.

Ở Việt Nam nhiều cơ quan, trường học cũng đã xây dựng các phần mềm tính toán thiết kế và vẽ các chi tiết máy, bộ phận máy. Ví dụ như Viện cơ học, trường Đại học Giao thông Hà Nội, trường Đại học Bách khoa Hà Nội, trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng, ...

Phần mềm tính toán thiết kế chi tiết máy của trường Đại học Giao thông Vận tải được viết trên ngôn ngữ C^{++} với các chương trình cụ thể sau:

- Tính chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền.
- Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng.
- Tính toán thiết kế bộ truyền đai.
- Tính toán thiết kế bộ truyền xích.
- Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít.
- Tính toán thiết kế trục.
- Tính chọn gối đỡ trục.

Phần mềm tính toán thiết kế và vẽ tự động của trường Đại học Bách khoa Hà Nội thể hiện trên ngôn ngữ Pascal, vẽ trên AutoCAD với sự trợ giúp của AutoLISP. Phần mềm gồm các chương trình cụ thể sau:

- Tính toán thiết kế và vẽ tự động bộ truyền bánh răng.
- Tính toán thiết kế và vẽ tự động bộ truyền đai.
- Tính toán thiết kế và vẽ tự động bộ truyền xích.
- Tính toán thiết kế và vẽ tự động bộ truyền trục vít.
- Tính toán thiết kế và vẽ tự động trục.
- Tính toán thiết kế và vẽ tự động hệ dẫn động ba cấp tốc độ với 21 sơ đồ khác nhau.

Trong thư viện của Khoa Sư phạm Kỹ thuật, trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng có sưu tập tất cả những phần mềm trên. Ngoài ra có một số chương trình riêng:

- Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng tối ưu.
- Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít tối ưu.
- Tính toán thiết kế bộ truyền đai tối ưu.
- Tính toán thiết kế bộ truyền xích tối ưu.
- Tính toán thiết kế chính xác bộ truyền bánh răng bằng phương pháp Phần tử hữu hạn.

Ví dụ, chạy chương trình tính toán thiết kế và vẽ tự động bộ truyền bánh răng qua các bước sau:

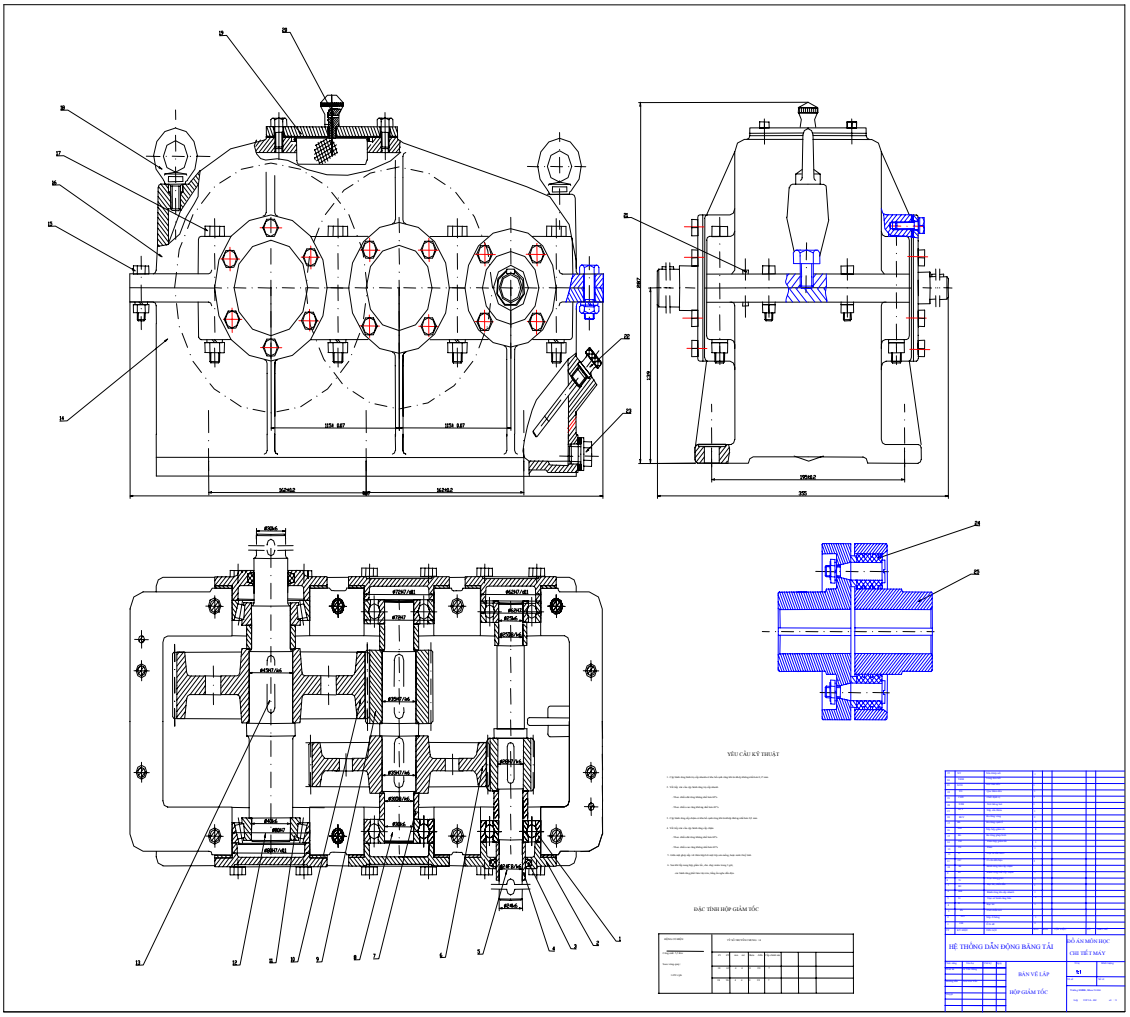
- Nạp số liệu thiết kế vào máy tính từ bàn phím hoặc từ đĩa mềm, các số liệu gồm có: công suất, số vòng quay bánh dẫn, vòng quay bánh bị dẫn, thời gian sử dụng, vật liệu bánh dẫn, vật liệu bánh bị dẫn, phương pháp nhiệt luyện, đặc tính tải trọng.
- Trong quá trình chạy phần mềm thiết kế, cần phải trả lời một số câu hỏi lựa chọn hiện trên màn hình, như chọn vật liệu, chọn giá trị các hệ số, chọn độ chính xác gia công, ...
- Sau khi tính toán xong, máy sẽ tiến hành tự động lập bản vẽ chế tạo bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn. Vẽ kết cấu bánh răng, các mặt cắt, ghi kích thước có dung sai, sai lệch hình dáng, sai lệch vị trí tương quan, độ nhám bề mặt. Ghi các điều kiện kỹ thuật. Kẻ và điền bảng thông số. Kẻ và điền khung tên.

Chạy chương trình thiết kế và vẽ tự động hệ thống dẫn động qua các bước sau:

- Chọn sơ đồ hộp giảm tốc và bộ truyền ngoài.
- Nạp số liệu thiết kế: công suất, số vòng quay trên trục ra của hệ, thời gian sử dụng, đặc tính tải trọng, chế độ làm việc.
- Máy thực hiện phân phối tỷ số truyền cho các bộ truyền. Người thiết kế sẽ phải trả lời một số câu hỏi lựa chọn hiện trên màn hình.
- Máy tiền hành thiết kế các bộ truyền và các trục. Người thiết kế sẽ phải trả lời một số câu hỏi lựa chọn.
- Máy tiến hành tính chọn ổ, khớp nối, các chi tiết khác của hộp giảm tốc, thiết kế vỏ hộp, ...
- Máy tự động vẽ hình chiếu đứng, hình chiếu bằng, hình chiếu cạnh, và các mặt cắt cần thiết.
- Tự động ghi kích thước lắp ghép, kích thước khuôn khổ và kích thước lắp đặt với khung bệ máy.
- Tự động ghi đặc tính kỹ thuật của hộp giảm tốc. Kẻ và điền bảng liệt kê các chi tiết.
- Kẻ và điền khung tên.

Sau khi chạy chương trình chúng ta sẽ nhận được bản vẽ lắp hộp giảm tốc như trên hình 4-2.

Các phần mềm vẫn đang được bổ sung và hoàn thiện với một tốc độ lớn.


YÊU CẦU KỸ THUẬT
ĐẶC TÍNH HỘP GIẢM TỐC
HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI
BỘ ĐỒ ÁN MÔN HỌC
CHI TIẾT MÁY
BẢN VẼ LẮP
HỘP GIẢM TỐC

Chạy chương trình tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng theo phương pháp Phần tử hữu hạn qua các bước sau:

- Nạp số liệu thiết kế vào Chương trình 1, tính bộ truyền bánh răng theo phương pháp truyền thống, chạy chương trình, chúng ta nhận được số liệu thiết kế của bộ truyền bánh răng, các số liệu này được nạp vào một File dữ liệu 1:
  + Đường kính các bánh răng,
  + Khoảng cách trục,
  + Mô đun của răng,
  + Số răng của bánh dẫn, bánh bị dẫn,
  + Hệ số dịch dao của bánh dẫn, bánh bị dẫn,
  + Gía trị ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn trên răng bánh dẫn, bánh bị dẫn.
- Chạy chương trình 2, vẽ bộ truyền bánh răng và xây dựng mô hình tính toán theo phương pháp Phần tử hữu hạn. Số liệu được nhập từ File dữ liệu 1, và kết quả được ghi vào File dữ liệu 2.
- Chạy chương trình 3, tính ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trên răng bằng phương pháp Phần tử hữu hạn. Số liệu được nhập từ File dữ liệu 2. So sánh giá trị ứng suất tính được với ứng suất cho phép, điều chỉnh kích thước của bộ truyền bánh răng, tính lại ứng suất. Chương trình sẽ dừng, khi kết quả thiết kế bộ truyền bánh răng thoả mãn yêu cầu người thiết kế mong muốn.

4.5. Giới thiệu một số phần mềm thiết lập các bản vẽ và lập trình gia công trên máy công cụ CNC

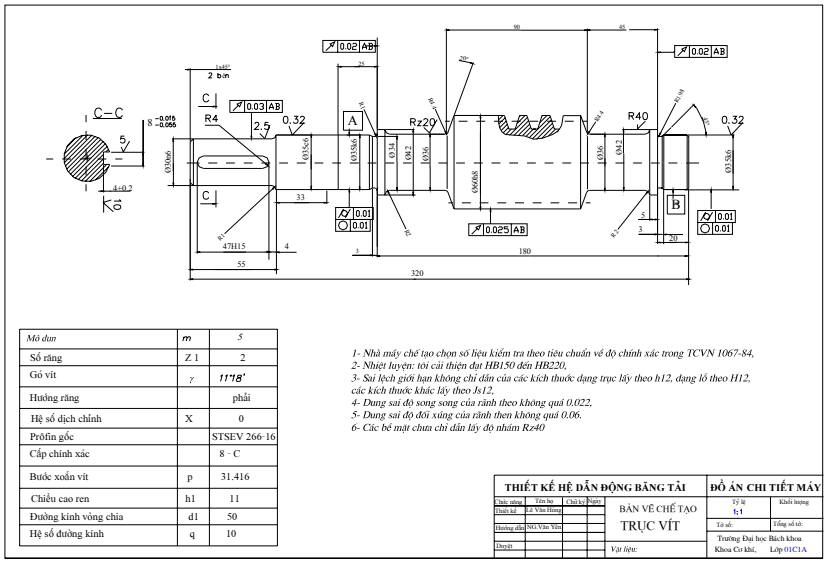
4.5.1. Phần mềm AutoCAD

AutoCAD là phần mềm của hãng AutoDESK dùng để thiết lập các bản vẽ kỹ thuật. Sử dụng AutoCAD có thể vẽ các bản vẽ 2 chiều (2 Dimention - 2D). Cũng có thể vẽ được các chi tiết trong không gian 3 chiều (3D).

Phần mềm AutoCAD được công bố bắt đầu từ Releas 1 (R.1) vào tháng 12 năm 1982, sau đó là R.12 và R.13 lần lượt ra đời, R.14 được tung ra thị trường vào tháng 5 năm 1997, và hiện nay đã có AutoCAD 2000.

Sử dụng phần mềm AutoCAD, chúng ta dễ dàng thiết lập được các bản vẽ cơ khí. Ví dụ như: bản vẽ chung toàn máy, bản vẽ lắp bộ phận máy, đặc biệt là các bản vẽ chế tạo chi tiết máy. Trên hình 4-3 trình bày bản vẽ chế tạo trục vít, được thiết lập trên phần mềm AutoCAD R.14.

Bản vẽ chế tạo trục vít 4-3, trong AutoCAD, ở File YenCAD. truc vit



Mô đun	*m*	*5*
Số răng	Z 1	2
Gó vít	*γ*	*11°18'*
Hướng răng		phải
Hệ số dịch chỉnh	X	0
Prôfin gốc		STSEV 266-16
Cấp chính xác		8 - C
Bước xoắn vít	p	31.416
Chiều cao ren	h1	11
Đường kính vòng chia	d1	50
Hệ số đường kính	q	10

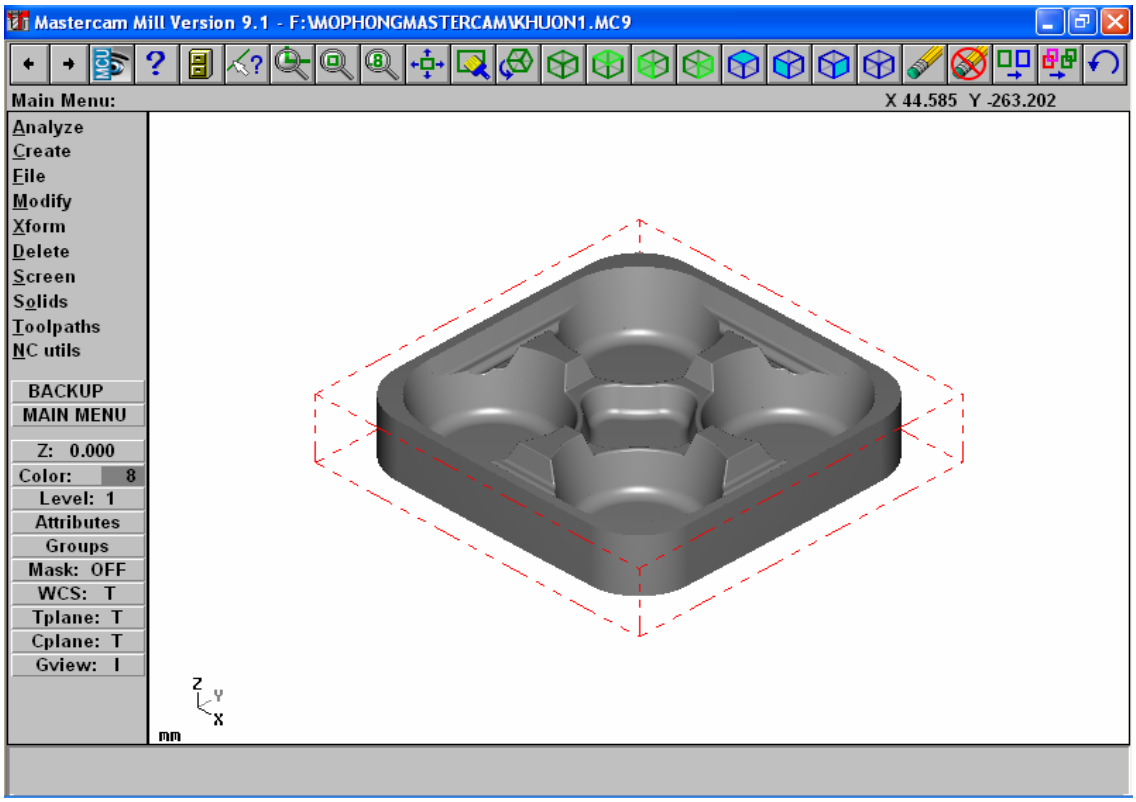
1- Nhà máy chế tạo chọn số liệu kiểm tra theo tiêu chuẩn về độ chính xác trong TCVN 1067-84,
2- Nhiệt luyện: tôi cải thiện đạt HB150 đến HB220,
3- Sai lệch giới hạn không chỉ dẫn của các kích thước dạng trục lấy theo h12, dạng lỗ theo H12, các kích thước khác lấy theo Js12.
4- Dung sai độ song song của rãnh theo không quá 0.022.
5- Dung sai độ đối xứng của rãnh then không quá 0.06.
6- Các bề mặt chưa chỉ dẫn lấy độ nhám Rz40

THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI				ĐỒ ÁN CHI TIẾT MÁY	
Chức năng	Tên họ	Chữ ký	Ngày		
Thiết kế	Lê Văn Hoàng			BẢN VẼ CHẾ TẠO TRỤC VÍT	Tỷ lệ 1:1 / Khối lượng
Hướng dẫn	NG Văn Yên				Tờ số: / Tổng số tờ:
Duyệt				*Vật liệu:*	Trường Đại học Bách khoa Khoa Cơ khí, Lớp 01C1A

4.5.2. Phần mềm MasterCam

MasterCam là phần mềm chuyên dùng để thiết lập các bản vẽ chi tiết máy dưới dạng hình chiếu (2D) và hình chiếu trục đo (3D), tự động lập các chương trình điều khiển quá trình gia công cho máy CNC. Khả năng thiết lập bản vẽ 3D của phần mềm MasterCam mạnh hơn nhiều so với phần mềm AutoCad. Còn khả năng lập trình gia công CNC của phần mềm MasterCam, cho đến nay, có thể nói là mạnh nhất. Chương trình gia công CNC được lập bởi phần mềm MasterCam có khả năng tương thích rất rộng, hầu như có thể viết chương trình gia công NC cho tất cả các loại máy CNC hiện có ở Việt Nam.

Để làm ví dụ, chúng tôi trình bày hình 3D của khuôn đúc nhựa, được thiết lập trên phần mềm MasterCam 9.1 (Hình 4-4).



***Hình 4-4**: Khuôn đúc nhựa*

Và một chương trình điều khiển quá trình gia công trên máy CNC, được phần mềm MasterCam 9.1 tự động thiết lập, sau khi người thiết kế xây dựng hình vẽ chi tiết

máy, chọn máy, dao, chế độ cắt và đường chạy dao. Chương trình được viết bằng mã lệnh M-G code, có trên 3.000 câu lệnh (Bảng 4-1 - chỉ trích đoạn đầu và đoạn cuối của chương trình).

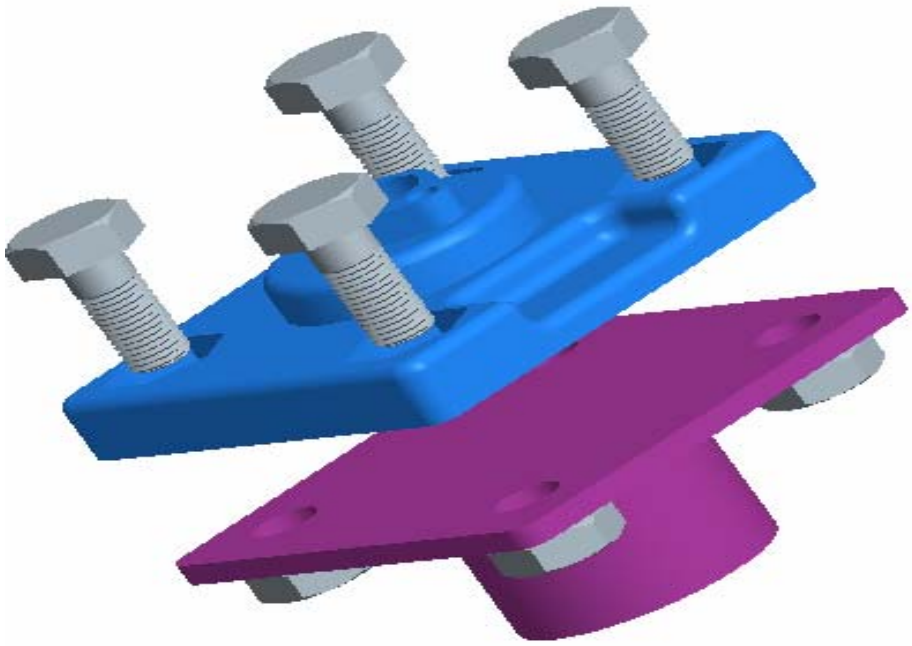
***Bảng 4-1:** Chương trình gia công được viết bằng mã lệnh M-G Code*

```
%
O0000
(PROGRAM NAME - PHAYCNC)
(DATE=DD-MM-YY - 12-01-05 TIME=HH:MM - 10:45)
N100G21
N102G0G17G40G49G80G90
( 2. BALL ENDMILL TOOL - 1 DIA. OFF. - 41 LEN. - 1 DIA. - 2.)
N104T1M6
N106G0G90G54X9.777Y-38.531A30.401S1200M3
N108G43H1Z166.023
N110X5.561Z66.112
N112G1X5.35Z61.116F120.
N114X6.109Y-39.485Z61.651A31.238F260.2
.....
.....
N6388X87.583Y-.434Z15.691A.327
N6390X87.602Y1.037Z15.679A-.781
N6392X91.054Z19.297F500.
N6394G0X160.086Z91.647
N6396M5
N6398G91G28Z0.
N6400G28X0.Y0.A0.
(MCUSTOCK X220. Y220. Z49.6478882 OTC OX-0.00211 OY0.00158 OZ-49.64789)
(MCUPTOOL  T4 D25. L75. F75.)
(MCUPTOOL  T5 D13. L75. F75. R6.5 C0)
(MCUPTOOL  T1 D2. L75. F75. R1. C0)
(MCUPTOOL  T1 D2. L75. F75. R1. C0)
N6402M30
%
```

4.5.3. Phần mềm Pro/Engineer Wildfire

Cũng giống như MasterCam, phần mềm Pro/Engineer có khả năng lập các vẽ 2D, 3D của chi tiết máy và tự động lập trình gia công CNC. Điểm mạnh của phần mềm Pro/Engineer là thiết lập các bản vẽ chi tiết máy ở dạng 3D, vẽ nhanh, chính xác, và có thể biểu diễn chuyển động lắp ghép của các chi tiết với nhau. Một đặc trưng nổi bật khác của phần mềm này là cho phép thiết kế đối tượng từ các phương trình tham số, mô phỏng động học các chuyển động của vật thể.

Để làm ví dụ, trên Hình 4-5 trình bày bản vẽ một cụm chi tiết máy của bộ kẹp khuôn đúc, được thiết lập và lắp ghép từ phần mềm Pro/Engineer Wildfire.



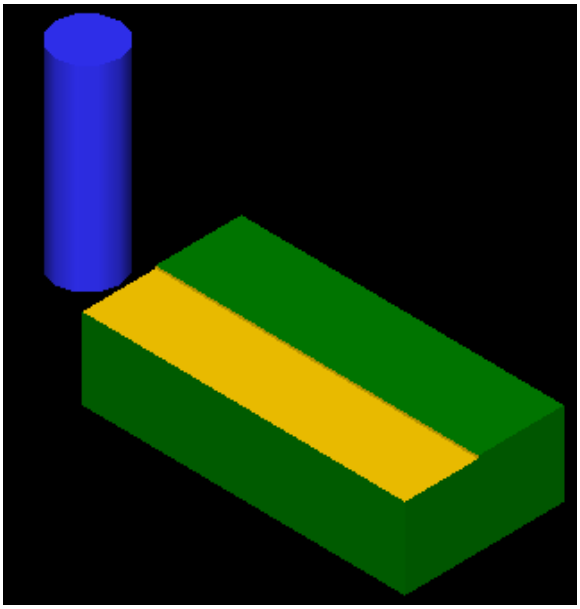
***Hình 4-5**: Bộ kẹp khuôn đúc*

4.5.4. Phần mềm Metacut Utilities

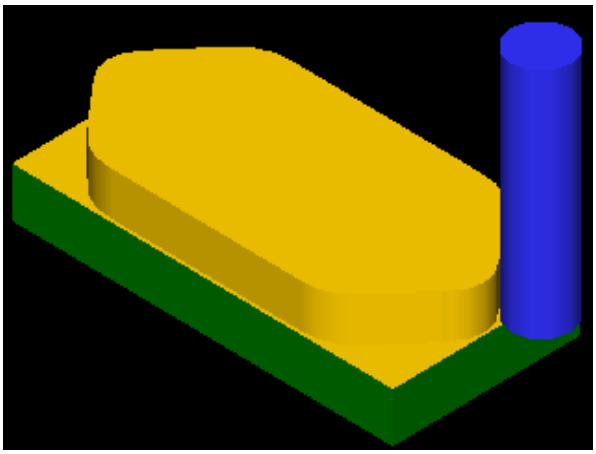
Metacut Utilities là phần mềm chuyên dùng để mô phỏng các quá trình gia công trên máy công cụ CNC. Sử dụng phần mềm Metacut Utilities có thể mô tả quá trình gia công chi tiết máy trên một máy CNC ảo. Chúng ta sẽ quan sát trước được toàn bộ quá trình gia công chi tiết máy từ khâu đầu đến khâu cuối cùng trên máy tính, nhìn thấy hình dạng của sản phẩm sau khi gia công, giúp chúng ta phát hiện

được những sai sót khi viết chương trình gia công cho máy CNC. Việc chạy mô phỏng này rất quan trọng, giúp chúng ta tránh được những sự cố đáng tiếc thường xảy ra khi sử dụng máy CNC, đặc biệt đối với những người chưa sử dụng thành thạo.

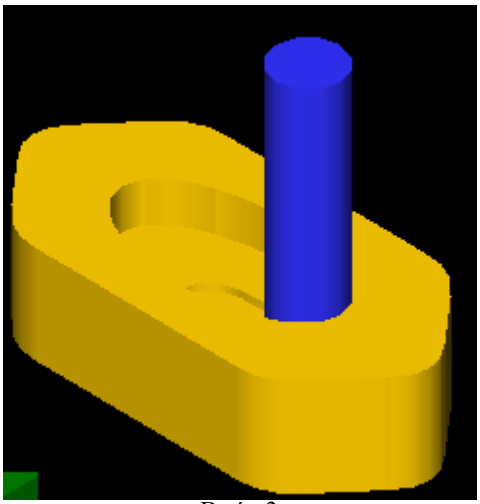
Để làm ví dụ, chúng tôi trình bày hình mô phỏng quá trình gia công một khuôn mẫu, được chạy từ phần mềm Metacut Utilities (Hình 4-6).



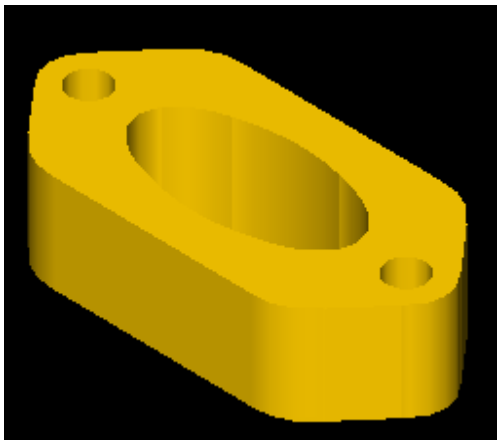
Bước 1



Bước 2



Bước 3



Bước 4

***Hình 4-6**: Chạy mô phỏng quá trình gia công một khuôn mẫu*

4.5.5. Công nghệ CAD/CAM và CAD/CAM/CNC

Công nghệ CAD/CAM là chữ viết tắt của Computer Aided Design (CAD) và Computer Aided Manufacturing (CAM), thiết kế và gia công nhờ sự trợ giúp của máy tính.

Công nghệ CAD/CAM đã mở ra một khả năng mới trong việc thiết kế và lập trình gia công cắt gọt. Khi lập trình, người thiết kế không cần phải viết các phương trình toán học phức tạp để xác định các giao tuyến, tiếp điểm, tâm điểm, phương trình mô tả hình dạng của các bề mặt phức tạp. Chương trình điều khiển quá trình gia công trên máy CNC được thiết lập một cách tự động. Ngoài ra, còn cho phép chạy mô phỏng quá trình gia công trên máy tính, giúp chúng ta biết trước được kết quả gia công trên máy thực, tránh được những sai sót trong khi gia công.

Nhờ vào hiệu quả và sự chính xác cao, công nghệ CAD/CAM cho phép chúng ta tiết kiệm được thời gian thiết kế, thời gian gia công, góp phần hạ gía thành của sản phẩm.

Công nghệ CAD/CAM/CNC là sự kết hợp giữa hệ thống CAD/CAM với máy công cụ CNC, máy điều khiển bằng số có sự trợ giúp của máy tính (Coputer Numerical Coltrol). Công nghệ này cho phép chúng ta thực hiện các quá trình sản xuất một cách hoàn toàn tự động. Đây chính là chìa khóa của nền sản xuất cơ khí hiện đại.

PHẦN THỨ HAI

CÁC CHI TIẾT MÁY LẮP GHÉP

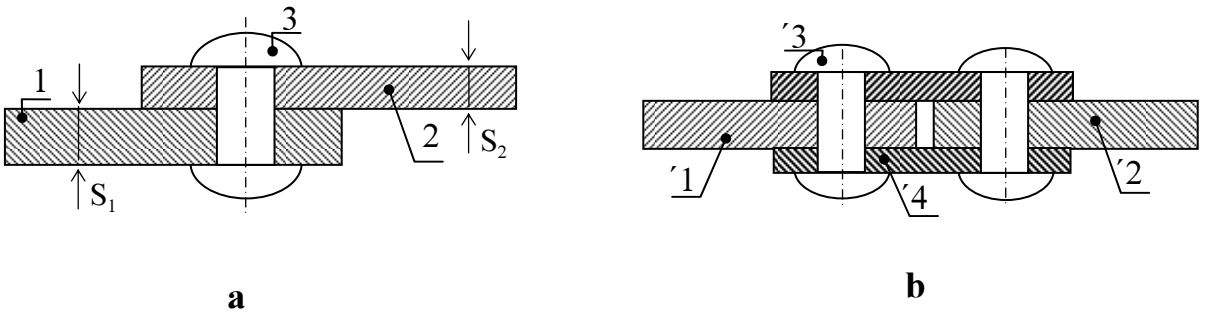
CHƯƠNG V

MỐI GHÉP ĐINH TÁN

5.1. Những vấn đề chung

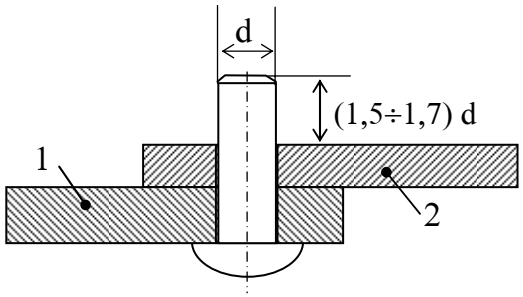
5.1.1. Giới thiệu mối ghép đinh tán

- Mối ghép đinh tán được biểu diễn trên Hình 5-1. Các tấm ghép 1 và 2 được liên kết trực tiếp với nhau bằng các đinh tán số 3, hoặc liên kết thông qua tấm đệm số 4 và các đinh tán số 3.



Hình 5-1*: Kết cấu của mối ghép đinh tán*

- Nguyên tắc liên kết của mối ghép đinh tán: Thân đinh tán tiếp xúc với lỗ của các tấm ghép, lỗ của các tấm đệm, đinh tán có tác dụng như một cái chốt cản trở sự trượt tương đối giữa các tấm ghép với nhau, giữa các tấm ghép với tấm đệm.
- Để tạo mối ghép đinh tán, người ta gia công lỗ trên các tấm ghép, lồng đinh tán vào lỗ của các tấm ghép, sau đó tán đầu đinh.
- Tấm ghép không được dầy quá 25 mm. Lỗ trên tấm ghép có thể được gia công bằng khoan hay đột, dập. Lỗ trên tấm ghép có đường kính bằng hoặc lớn hơn đường kính thân đinh tán d.



Hình 5-2*: Tạo mối ghép đinh tán*

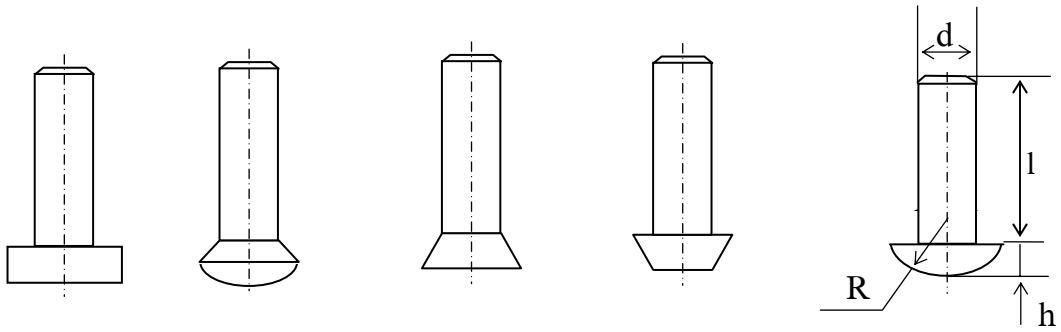
- Tán nguội, quá trình tán đinh có thể tiến hành ở nhiệt độ môi trường. Tán nguội dễ dàng thực hiện, giá rẻ; nhưng cần lực lớn, dễ làm nứt đầu đinh. Tán nguội chỉ dùng với đinh tán kim loại màu và đinh tán thép có đường kính d nhỏ hơn 10 mm.
- Tán nóng, đốt nóng đầu đinh lên nhiệt độ khoảng (1000÷1100) ^{O}C rồi tiến hành tán. Tán nóng không làm nứt đầu đinh; nhưng cần thiết bị đốt nóng, các tấm ghép biến dạng nhiệt, dễ bị cong vênh.
- Đinh tán thường làm bằng kim loại dễ biến dạng, thép ít các bon như CT34, CT38, C10, C15 hoặc bằng hợp kim màu. Thân đinh tán thường là hình trụ tròn có đường kính d, giá trị của d nên lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Các kích thước khác của đinh tán được lấy theo d, xuất phát từ điều kiện sức bền đều.

$$h = (0,6 \div 0,65).d$$

$$R = (0,8 \div 1).d$$

$$l = (S_1 + S_2) + (1,5 \div 1,7).d.$$

- Ngoài mũ đinh dạng chỏm cầu, đinh tán còn có nhiều dạng mũ khác nhau, như trên Hình 5-3.



Hình 5-3*: Các dạng mũ của đinh tán*

5.1.2. Phân loại mối ghép đinh tán

Tùy theo công dụng và kết cấu của mối ghép, mối ghép đinh tán được chia ra:

+ Mối ghép chắc: Mối ghép chỉ dùng để chịu lực không cần đảm bảo kín khít.
+ Mối ghép chắc kín: Vừa dùng để chịu lực vừa đảm bảo kín khít.
+ Mối ghép chồng: Hai tấm ghép có phần chồng lên nhau.
+ Mối ghép giáp mối: Hai tấm ghép đối đầu, đầu của 2 tấm ghép giáp nhau.
+ Mối ghép một hàng đinh: Trên mỗi tấm ghép chỉ có một hàng đinh.
+ Mối ghép nhiều hàng đinh: Trên mỗi tấm ghép có nhiều hơn một hàng đinh.

5.1.3. Kích thước chủ yếu của mối ghép đinh tán

- Xuất phát từ yêu cầu độ bền đều của các dạng hỏng (khả năng chịu tải của các dạng hỏng là như nhau, hoặc xác suất xuất hiện của các dạng hỏng là như nhau), kích thước của mối ghép đinh tán ghép chắc được xác định như sau:

  + Đối với mối ghép chồng một hàng đinh:

  $d = 2.S_{min}$; $p_đ = 3.d$; $e = 1,5.d$

  + Đối vơi mối ghép chồng n hàng đinh:

  $d = 2.S_{min}$; $p_đ = (1,6.n + 1).d$; $e = 1,5.d$

  + Đối với mối ghép giáp mối hai tấm đệm một hàng đinh:

  $d = 1,5.S$; $p_đ = 3,5.d$; $e = 2.d$

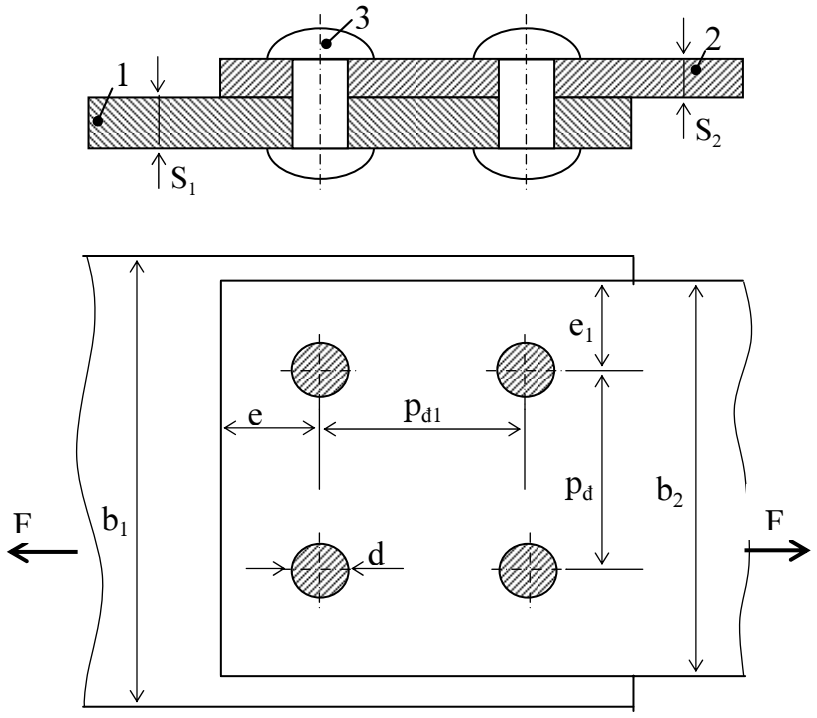
  + Đối với tấm ghép giáp mối hai tấm đệm n hàng đinh:

  $d = 1,5.S$; $p_đ = (2,4.n + 1).d$; $e = 2.d$

- Kích thước của mối ghép đinh tán ghép chắc kín được xác định như sau:

  + Đối với mối ghép chồng một hàng đinh:
  $d = S_{min} + 8$ mm; $p_đ = 2.d + 8$ mm; $e = 1,5.d$
  + Đối với mối ghép chồng 2 hàng đinh:
  $d = S_{min} + 8$ mm; $p_đ = 2,6.d + 15$ mm; $e = 1,5.d$
  + Đối với mối ghép chồng 3 hàng đinh:
  $d = S_{min} + 6$ mm; $p_đ = 3.d + 22$ mm; $e = 1,5.d$
  + Đối với mối ghép giáp mối hai tấm đệm 2 hàng đinh:
  $d = S + 6$ mm; $p_đ = 3,5.d + 15$ mm; $e = 2.d$
  + Đối với tấm ghép giáp mối hai tấm đệm 3 hàng đinh:
  $d = S + 5$ mm; $p_đ = 6d + 20$ mm $e = 2.d$

Các kích thước $p_đ$, $p_{đ1}$, e, e_1 biểu thị trên hình 5-4, kích thước p_{t1} và e_1 lấy theo bước đinh p_t:
$p_{t1} = (0,8 \div 1).p_đ$
$e_1 = 0,5.p_t$



Hình 5-4*: Kich thước chủ yếu của mối ghép đinh*

5.2. Tính mối ghép đinh tán

5.2.1. Các dạng hỏng của mối ghép và chỉ tiêu tính toán

Khi mối ghép đinh tán chịu tải trọng (Hình 5-4), trên mối ghép có thể xuất hiện các dạng hỏng sau đây:

- Thân đinh bị cắt đứt,
- Tấm ghép bị kéo đứt tại tiết diện qua tâm các đinh,
- Bề mặt tiếp xúc giữa lỗ trên tấm ghép và thân đinh bị dập,
- Biên của tấm ghép bị cắt đứt theo các tiết diện có kích thước e,

- Các tấm ghép bị trượt tương đối với nhau, không đảm bảo kín khít.

Chỉ tiêu tính toán của mối ghép chắc: kết cấu của mối ghép đã được xây dựng trên cơ sổ sức bền đều, do đó người ta chỉ kiểm tra điều kiện bền $\tau_đ \le [\tau_đ]$, để tránh dạng hỏng cắt đứt thân đinh là đủ.

Điều kiện bền $\tau_đ \le [\tau_đ]$ được dùng làm chỉ tiêu tính toán kiểm tra bền và thiết kế mối ghép đinh tán ghép chắc. Trong đó:

$\tau_đ$ là ứng suất cắt sinh ra trên tiết diện thân đinh.

$[\tau_đ]$ là ứng suất cắt cho phép của đinh.

Chỉ tiêu tính toán của mối ghép chắc kín: tương tự như trên, người ta dùng bất đẳng thức $\xi \le [\xi]$ làm chỉ tiêu tính toán mối ghép chắc kín. trong đó:

ξ là hệ số cản trượt của mối ghép,

$[\xi]$ là hệ số cản trượt cho phép của mối ghép.

5.2.2. Tính mối ghép chắc chịu lực ngang

Kiểm tra mối ghép chắc chịu lực ngang, được thực hiện theo trình tự sau:

- Tính lực tác dụng lên một đinh tán: Khi mối ghép chịu lực ngang F, thực tế lực F phân bố không đều trên các đinh, do có sai lệch trong quá trình chế tạo mối ghép và do biến dạng không đều của tấm ghép. Lực tác dụng lên một đinh $F_đ$ được tính gần đúng bằng:

$$F_đ = K.F / z$$

z: số đinh lắp ghép, tính trên một tấm ghép.

K: hệ số kể đến sự phân bố tải trọng không đều cho các đinh, K = 1 ÷ 1,2 ; trường hợp lắp một hàng đinh, lấy K=1.

- Tính ứng suất cắt trên thân đinh:

$$\tau_đ = 4F_đ / (i.\pi.d^2)$$

trong đó i là số tiết diện chịu cắt của mỗi đinh. Ví dụ, ghép giáp mối một tấm đệm i=1, hai tấm đệm i=2.

- Xác định ứng suất cho phép: giá trị của $[\tau_đ]$ được tra bảng hoặc tính theo công thức kinh nghiệm, phụ thuộc vào cách tạo mối ghép và vật liệu đinh tán.

- So sánh $\tau_đ$ và $[\tau_đ]$, rút ra kết luận:

Nếu $\tau_đ > [\tau_đ]$, mối ghép không đủ bền;

Nếu $\tau_đ \le [\tau_đ]$, mối ghép đủ bền;

Nếu τ_d nhỏ hơn nhiều so với $[\tau_d]$, mối ghép quá dư bền, không kinh tế.

Thiết kế mối ghép chắc chịu lực ngang, được thực hiện theo trình tự sau:

- Chọn vật liệu chế tạo đinh tán, phương pháp gia công lỗ trên tấm ghép, tra bảng để có giá trị $[\tau_d]$.
- Xác định kích thước của đinh tán: Căn cứ vào chiều dầy tấm ghép và kết cấu của mối ghép tính đường kính thân đinh d theo các công thức đã nêu ở trên, nên lấy d theo dãy số tiêu chuẩn. Xác định chiều dài của thân đinh l theo đường kính d.
- Tính số đinh tán z: Giả sử chỉ tiêu tính $\tau_d \le [\tau_d]$ thỏa mãn, ta có

$$4.K.F / (z.i.\pi.d^2) \le [\tau_d]$$

suy ra:

$$z \ge 4.K.F / (i.\pi.d^2.[\tau_d])$$

- Vẽ kết cấu của mối ghép: bố trí các đinh theo hàng, đảm bảo kích thước như đã nêu ở trên.

5.2.3. Tính mối ghép chắc chịu mô men uốn

Kiểm tra mối ghép chắc chịu mô men uốn (Hình 5-5), được thực hiện theo trình tự sau:

- Xác định lực tác dụng lên đinh tán chịu tải trọng lớn nhất: Dưới tác dụng của mô men uốn M, mối ghép có xu hướng quay quanh trọng tâm O của mối ghép. Đinh tán càng xa tâm chuyển vị khả dĩ của nó càng lớn, do đó nó chịu lực tác dụng lớn. Lực tác dụng lên đinh thứ i ký hiệu là F_i, F_i tỷ lệ với khoảng cách r_i từ tâm đinh đến tâm trọng O. Với nhận xét như thế, ta viết được phương trình:

$$F_{đi}/r_i = \text{hằng}$$

Mặt khác, ta có phương trình cân bằng mô men đối với tâm mối ghép:

$$\sum_{i=1}^{z} F_{di} r_i = M$$

Suy ra, lực tác dụng lên đinh tán chịu tải lớn nhất là:

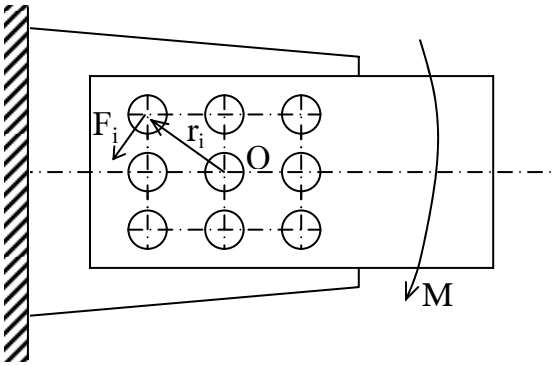
$$F_{đmax} = M.r_{max} / \sum r_i^2$$

- Tính ứng suất cắt trên thân đinh tán chịu tải lớn nhất:

$$\tau_d = 4F_{đmax} / (i.\pi.d^2)$$

trong đó i là số tiết diện chịu cắt của mỗi đinh.

- Xác định ứng suất cho phép: giá trị của $[\tau_d]$ được tra bảng, phụ thuộc vào cách tạo mối ghép và vật liệu đinh tán.



Hình 5-5: *Mối ghép đinh tán chịu mô men*

- So sánh $\tau_đ$ và $[\tau_đ]$, rút ra kết luận: nếu $\tau_đ > [\tau_đ]$, mối ghép không đủ bền;
  nếu $\tau_đ \le [\tau_đ]$, mối ghép đủ bền;
  nếu $\tau_đ$ nhỏ hơn nhiều so với $[\tau_đ]$, mối ghép quá dư bền, không kinh tế.

Thiết kế mối ghép chắc chịu mô men, được thực hiện theo trình tự sau:

- Dựa vào kích thước của tấm ghép ta chọn kich thước đường kính d của đinh tán, xác định chiều dài đinh. Để tiện cho việc gia công, lắp ghép, kích thước của các đinh tán trong mối ghép được chọn như nhau.
- Sơ bộ chọn số đinh z, vẽ kết cấu của mối ghép, bố trí các đinh theo quan hệ kích thước đã nêu ở trên.
- Đặt tải trọng lên mối ghép và kiểm tra độ bền của đinh chịu tải trọng lớn nhất.
  + Nếu quá dư bền, không đảm bảo tính kinh tế, ta giảm số lượng đinh z, vẽ lại kết cấu mối ghép và kiểm tra lại độ bền của mối ghép.
  + Nếu thiếu bền, thì tăng số lượng đinh z, vẽ lại kết cấu, và kiểm tra lại.
  + Nếu vừa đủ bền và đảm bảo tính kinh tế, chứng tỏ số đinh z chọn đã hợp lý.
- Vẽ chính xác kết cấu của mối ghép.

5.2.4. Tính mối ghép chắc kín

Mối ghép chắc kín vừa chịu lực, vừa đảm bảo kín khít. Ví dụ, mối ghép trong các nồi hơi. Việc tính toán chính xác bằng lý thuyết rất khó khăn, người ta dùng công thức thực nghiệm:

$$\xi \le [\xi]$$

Kiểm tra bền của mối ghép chắc kín chịu tác dụng của lực F, được thực hiện theo trình tự sau:

- Tra bảng để có giá trị của hệ số cản trượt cho phép [ξ].
- Tính lực tác dụng lên mỗi đinh tán trong mối ghép:

$$F_đ = K.F/z$$

- Tính hệ số cản trượt ξ, tính theo quy ước

$$\xi = 4.F_đ / (i.\pi.d^2) = 4.K.F / (i.z.\pi.d^2)$$

- So sánh giá trị của ξ và [ξ], rút ra kết luận.

Thiết kế mối ghép chắc kín chịu tác dụng của lực F, được thực hiện theo trình tự sau:

- Chọn vật liệu chế tạo đinh, tra bảng xác định giá trị của hệ số cản trượt cho phép [ξ].
- Xác định kích thước của đinh theo chiều dày của tấm ghép và dạng kết cấu của mối ghép.
- Giả sử chỉ tiêu tính toán ξ ≤ [ξ] thỏa mãn, tính số đinh z cần thiết:

$$z \geq 4.K.F / (i.\pi.d^2.[\xi])$$

- Vẽ kết cấu của mối ghép.

Kiểm tra bền và thiết kế mối ghép chắc kín chịu mô men uốn M, được thực hiện tương tự như tính mối ghép chắc chịu mô men.

5.2.5. Hệ số bền của mối ghép

Để tạo mối ghép đinh tán, người ta phải gia công các lỗ trên tấm ghép. Các lỗ đã làm giảm diện tích tiết diện ngang của tấm ghép, làm giảm khả năng chịu tải của tấm ghép. Để đánh giá mức độ làm giảm khả năng chịu tải của tấm ghép, người ta dùng hệ số bền φ. Hệ số bền φ được đánh giá bằng tỷ số giữa lực tối đa mà mối ghép chịu được và lực tối đa mà tấm nguyên có thể chịu được. Hệ số φ được xác định theo công thức sau:

$$\varphi = (p_đ - d) / p_đ$$

Trong đó p_t là bước đinh, d là đường kính thân đinh.

Giá trị của hệ số bền φ, đối với các mối ghép có quan hệ kích thước theo quy định, có thể chọn như sau:

+ Mối ghép 1 hàng đinh, 1 tiết diện của thân chịu cắt: φ = 0,67,

+ Mối ghép giáp mối 2 tấm đệm, 1 hàng đinh: φ = 0,71,

+ Mối ghép giáp mối 2 tấm đệm, 2 hàng đinh: $\varphi = 0,83$,

+ Mối ghép chồng 2 hàng đinh: $\varphi = 0,75$.

Qua số liệu trên, chúng ta thấy khả năng tải của mối ghép đinh tán giảm khá nhiều so với tấm nguyên.

5.2.6. Xác định ứng suất cho phép

a - Xác định $[\tau_d]$

Đối với các mối ghép chịu tải trọng tĩnh, hoặc chịu tải trọng thay đổi nhưng không đổi chiều, có thể lấy giá trị ứng suất cho phép như sau:

Vật liệu đinh là thép CT31, CT34, CT38

Lỗ khoan, lấy $[\tau_d] = 140$ MPa

Lỗ đột, dập, lấy $[\tau_d] = 100$ MPa

Trường hợp tải trọng thay đổi chiều tác dụng, cần lấy giảm đi một lượng, bằng cách nhân với hệ số γ, với $\gamma = \dfrac{1}{\dfrac{a}{b}.\dfrac{F_{max}}{F_{min}}}$

Trong đó F_{max} là tải trọng lớn nhất,

F_{min} là tải trọng nhỏ nhất,

Tấm ghép bằng thép ít các bon, lấy a=1 và b=0,3

Tấm ghép bằng thép các bon trung bình, lấy a=1,2 và b=0,8.

b - Xác định $[\xi]$

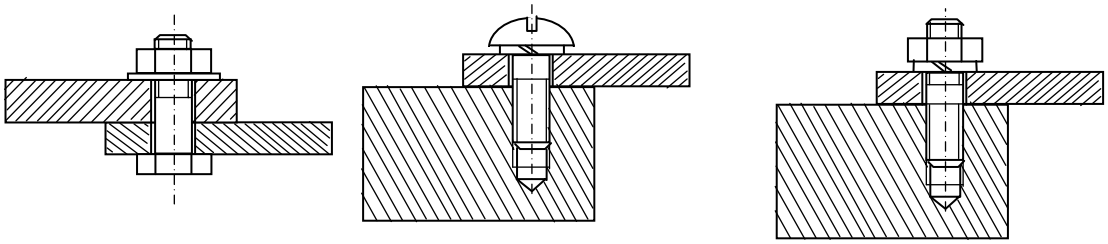
- Mối ghép chồng một hàng đinh, lấy $[\xi] = 60 \div 70$ MPa,
- Mối ghép chồng hai hàng đinh, lấy $[\xi] = 60 \div 65$ MPa,
- Mối ghép chồng ba hàng đinh, lấy $[\xi] = 55 \div 60$ MPa,
- Mối ghép giáp mối hai tấm đệm, hai hàng đinh, lấy $[\xi] = 95 \div 115$ MPa,
- Mối ghép giáp mối hai tấm đệm, ba hàng đinh, lấy $[\xi] = 90 \div 110$ MPa,

CHƯƠNG VI

MỐI GHÉP REN

6.1. Những vấn đề chung

6.1.1. Giới thiệu mối ghép ren



Hình 6-1*: Mối ghép bu lông, vít, vít cấy*

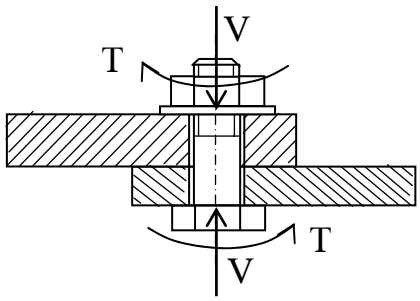
Mối ghép ren, các tấm ghép được liên kết với nhau nhờ các chi tiết máy có ren, như: bu lông, vít, vít cấy, đai ốc, các lỗ có ren.

Các mối ghép ren thường dùng trong thực tế: mối ghép bu lông (Hình 6-1, a), mối ghép vít (Hình 6-1, b), mối ghép vít cấy (Hình 6-1, c). Ngoài ra còn có mối ghép ren ống, dùng để nối các ống dẫn chất lỏng, chất khí.

+ Mối ghép bu lông: Dùng ghép các tấm ghép có chiều dày nhỏ. Các tấm ghép được gia công lỗ, lắp bu lông vào lỗ các tấm ghép, vặn đai ốc vào bu lông, xiết chặt ép các tấm ghép lại với nhau. Các tấm ghép không thể đẩy đai ốc xoay trở ra được, do có hiện tượng tự hãm trong mối ghép ren.

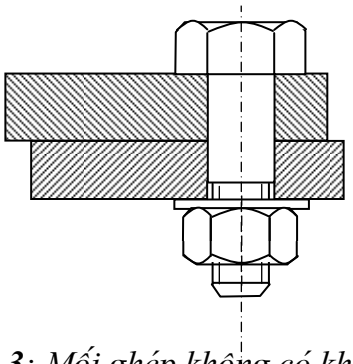
+ Mối ghép vít: Dùng để ghép các tấm ghép, trong đó có một tấm ghép chiều dày quá lớn. Người ta khoan và làm lỗ ren trên tấm ghép có chiều dày lớn. Các tấm ghép khác được gia công lỗ. Đặt các tấm ghép chồng lên nhau, sao cho tâm của các lỗ trùng nhau. Vặn vít vào lỗ ren, xiết chặt để ép các tấm ghép lại với nhau. Trong quá trình sử dụng, nếu phải tháo lắp nhiều lần, không nên dùng mối ghép vít. Vì tháo lắp nhiều sẽ làm hỏng lỗ ren, phải bỏ cả tấm ghép đi.

+ Mối ghép vít cấy: Dùng khi có một tấm ghép chiều dày quá lớn và mối ghép phải tháo lắp nhiều lần trong quá trình sử dụng. Người ta làm lỗ ren trên tấm ghép có chiều dày lớn, làm lỗ trên các tấm ghép còn lại. Vặn vít cấy vào lỗ ren (còn gọi là cấy vít), lắp các tấm ghép khác vào vít cấy. Vặn đai ốc vào vít cấy, xiết chặt để ép các tấm ghép lại với nhau.



***Hình 6-2**: Tạo mối ghép lắp có khe hở*

Nguyên tắc liên kết trong mối ghép ren lắp có khe hở giữa thân bu lông và lỗ của tấm ghép: Để tạo mối ghép ren ta xiết đai ốc bằng mô men xoắn T, các tấm ghép được ép chặt lại với nhau bởi lực xiết V (Hình 6-2). Trên bề mặt tiếp xúc của 2 tấm ghép có lực ma sát F_{ms}, lực ma sát cản trở sự trượt tương đối giữa hai tấm ghép.



***Hình 6-3**: Mối ghép không có khe hở*

Các mối ghép bu lông lắp không có khe hở (Hình 6-3), làm việc tương tự như mối ghép đinh tán. Đai ốc gần như đóng vai trò của mũ đinh tán, lực xiết V chỉ có tác dụng hỗ trợ thêm cho mối ghép. Khi tính toán mối ghép, không kể đến lực ma sát trên mặt tấm ghép do lực xiết V gây nên.

Trong chương này chúng ta chỉ xét các mối ghép ren lắp có khe hở.

6.1.2. Các chi tiết máy dùng trong mối ghép ren

- Bu lông, thường là thanh kim loại hình trụ, một đầu có ren để vặn với đai ốc hoặc lỗ ren, một đầu có mũ hình sáu cạnh hoặc hình vuông, để tra các chìa vặn

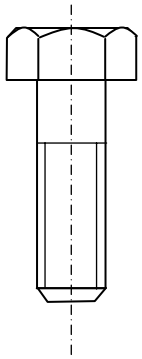
xiết bu lông (Hình 6-4). Ren trên bu lông được gia công bằng bàn ren, tiện ren, hoặc cán ren.

Bu lông được phân ra: bu lông thô, bu lông bán tinh, bu lông tinh, bu lông lắp có khe hổ, bu lông lắp không có khe hổ.

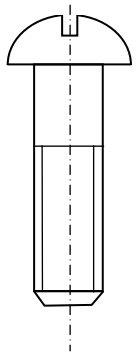
Bu lông là chi tiết máy được tiêu chuẩn hóa cao.

Bu lông có ren hệ Mét và bu lông ren hệ Anh.

Bu lông có ren trái, bu lông có ren phải.

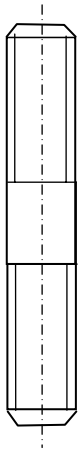


***Hình 6-4**: Bu lông*

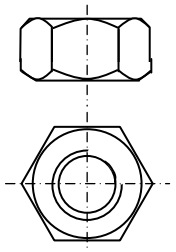


***Hình 6-5**: Vít*

- Vít, có hình dạng, kích thước tương tự như bu lông, chỉ khác ở phần mũ (Hình 6-5). Mũ vít có nhiều hình dạng, mũ vít được xẻ rãnh, hoặc làm lỗ 6 cạnh chìm để tra các chìa vặn. Vít cũng được tiêu chuẩn hóa.

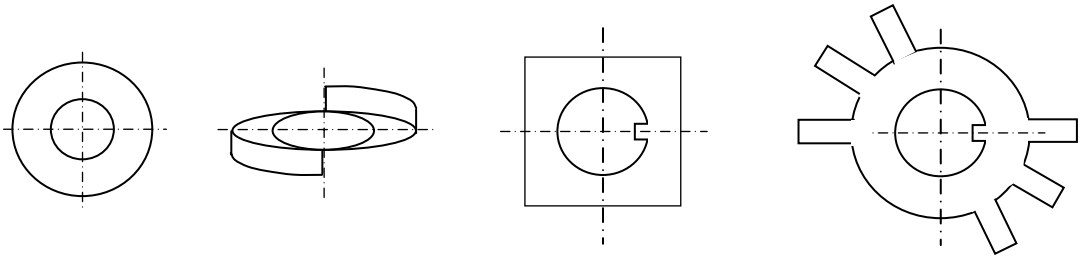


***Hình 6-6**: Vít cấy*



***Hình 6-7**: Đai ốc*

- Vít cấy: là thanh hình trụ, hai đầu có ren (Hình 6-6). Một đầu ren cấy vào lỗ ren của tấm ghép, đầu còn lại vặn với đai ốc.
- Đai ốc có 6 cạnh, có ren trong (Hình 6-7). Ren trên đai ốc được gia công bằng ta rô, hoặc tiện. Đai ốc cũng được chia ra: đai ốc thô, đai ốc bán tinh và đai ốc tinh.



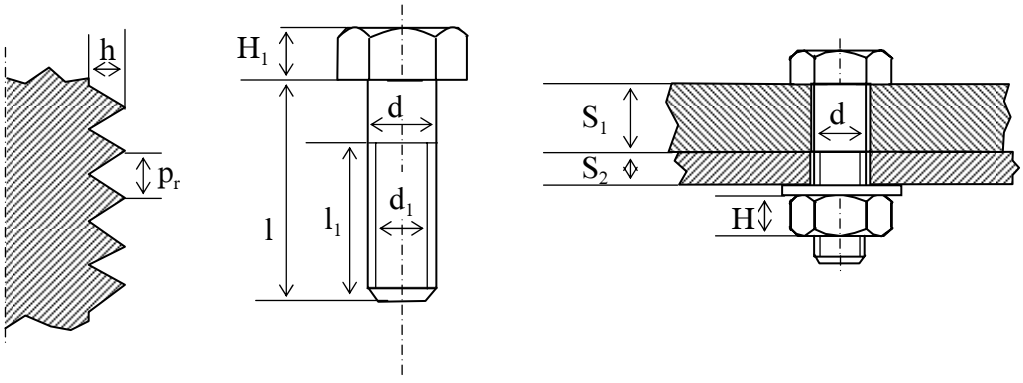
***Hình 6-8**: Đệm thường, đệm vênh, đệm gập, đệm cánh*

- Vòng đệm, chủ yếu để bảo vệ bề mặt các tấm ghép không bị xước, một số đệm còn có tác dụng phòng lỏng. Các loại đệm thường dùng: đệm thường, đệm vênh, đệm gập, đệm cánh (Hình 6-8).

6.1.3. Kích thước chủ yếu của mối ghép ren

Khi xem xét hình dạng, kích thước của mối ghép ren, người ta quan tâm đến các kích thước chủ yếu sau đây:

+ Chiều dày các tấm ghép, ký hiệu là S_1, S_2, mm.
+ Đường kính thân bu lông d, mm, gía trị của d lấy theo dãy số tiêu chuẩn.
  Ví dụ: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; 18; 20; (24); (27); 30; (33); 36; 42; 48;
+ Đường kính chân ren d_1, mm, được tiêu chuẩn hóa theo d.
+ Đường kính trung bình d_2, mm, $d_2= (d+d_1)/2$.
+ Chiều dài của thân bu lông l, mm, được lấy theo chiều dày của các tấm ghép.
+ Chiều dài đoạn cắt ren của bu lông l_1, thường lấy $l_1 \geq 2,5d$.
+ Chiều cao mũ bu lông, ký hiệu là H_1, mm, thường lấy $H_1 = (0,5 \div 0,7)\ d$.
+ Chiều cao của đai ốc H, thường lấy $H = (0,6 \div 0,8)\ d$.
+ Bước ren, ký hiệu là p_r, mm, giá trị của p_r được tiêu chuẩn hóa theo d.
  Giá trị bước ren theo TCVN, mm: 0,5 ; 0,6 ; 0,7 ; 0,75 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,25 ; 1,5 ; 1,75 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0.
+ Tiết diện mặt cắt ngang của ren, có diện tích mặt cắt A, tiết diện của ren được tiêu chuẩn hoá.
  Ren hệ Mét, tiết diện ren là hình tam giác đều.
  Ren hệ Anh, tiết diện ren là hình tam giác cân, có góc ở đỉnh là 55^0.



***Hình 6-9**: Kích thước chủ yếu của mối ghép ren*

+ Chiều cao làm việc của tiết diện ren h, mm.

+ Bước của đường xoắn vít (tạo nên đường ren) λ.

+ Góc nâng của đường xoắt vít, γ; có $tg\gamma = \lambda/(\pi.d_2)$.

+ Số đầu mối ren z_r, thường dùng ren một đầu mối.

Ren một đầu mối có $\lambda = p_r$,

Ren hai đầu mối có $\lambda = 2p_r$.

6.1.4. Ghi ký hiệu lắp ghép cho mối ghép ren

Ví dụ, ký hiệu của một mối ghép ren ghi: M20 × 1,5 × 2(Pl) LH - 4H6H / 4j

Trong đó:

+ M20 biểu thị ren tam giác hệ Mét, có đường kính thân bu lông d=20mm,

+ Số1,5 biểu thị dùng ren bước nhỏ p_r=1,5 mm (nếu dùng bước ren bình thường thì không cần ghi),

+ Ký hiệu 2(Pl) chỉ ren 2 đầu mối (nếu ren 1 đầu mối thì không cần ghi,

+ Chữ LH chỉ ren trái (nếu ren xoắn phải thì không cần ghi),

+ Ký hiệu 4H6H là miềm dung sai của lỗ đai ốc, đường kính trung bình D_2 có cấp chính xác 4 sai lệch cơ bản kiểu H, đường kính trong của đai ốc D_1 có cấp chính xác 6 sai lệch cơ bản kiểu H (nếu kích thước D_2 và D_1 cùng miền dung sai thì chỉ ghi một lần).

+ Ký hiệu 4j biểu thị miền dung sai đường kính trung bình d_2 của bu lông, cấp chính xác 4 sai lệch cơ bản kiểu j, $d_2 = (d+d_1)/2$.

6.1.5. Hiện tượng tự nới lỏng và các biện pháp phòng lỏng

Khi chịu tải trọng rung động hoặc va đập, mối ghép ren bị nới lỏng ra, lực xiết V giảm dần, có khi bằng không. Đây là hiện tượng tự nới lỏng. Hiện tượng tự nới lỏng được giải thích như sau:

+ Ta xiết bu lông và đai ốc bằng mô men xoắn T, các tấm ghép bị ép lại bởi lực xiết V. Quan hệ giữa T và V được xác định như sau:

$$T = V.tg(\gamma + \rho').d_2/2 + V.f.d_{tx}/2 \qquad (6\text{-}1)$$

Trong đó ρ' là góc ma sát tương đương, f là hệ số ma sát trên mặt tiếp xúc giữa đai ốc và vòng đệm, d_{tx} là đường kính trung bình của bề mặt tiếp xúc giữa đai ốc và vòng đệm.

+ Khi bị ép, các tấm ghép tác dụng lên bu lông và đai ốc một phản lực đẩy F_t, phản lực $F_t = V$. Do có tính chất tự hãm ($\gamma < \rho'$), nên phản lực F_t không thể làm bu lông và đai ốc xoay để nới lỏng mối ghép ra được.

+ Muốn tháo mối ghép ra, cần phải xoay đai ốc và bu lông theo chiều tháo ra bằng mô men xoắn $T_r = F_t.tg(\rho' - \gamma).d_2/2 + F_t.f.d_{tx}/2$. Lực F_t càng lớn, thì cần mô men xoay ra T_r càng lớn. Trường hợp F_t bằng 0, đai ốc có thể xoay tự do.

+ Khi chịu tải trọng va đập hoặc rung động, có những thời điểm các tấm ghép tự ép chặt vào nhau, không còn phản lực F_t đẩy lên bu lông và đai ốc nữa ($F_t = 0$). Vào thời điểm này, do rung động đai ốc có thể xoay qua, xoay lại. Bị tấm ghép cản trở, đai ốc không xoay vào được. Đai ốc có thể tự do xoay theo chiều mở ra. Tích lũy rất nhiều thời điểm như thế làm cho đai ốc bị nới lỏng dần ra.

+ Một lý do khác góp phần làm mối ghép tự nới lỏng là: do rung động hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren giảm đáng kể, góc ma sát tương đương ρ' giảm, điều kiện tự hãm trong mối ghép có những thời điểm không đảm bảo, vào thời điểm đó đai ốc có thể bị đẩy ra một chút.

Biện pháp phòng nới lỏng. Có thể phòng lỏng bằng hai cách:

- Tạo phản lực phụ F_{ph} luôn luôn đẩy bu lông và đai ốc:

  + Dùng hai đai ốc (đai ốc công). Hai đai ốc luôn đẩy nhau bằng lực phụ F_{ph}.

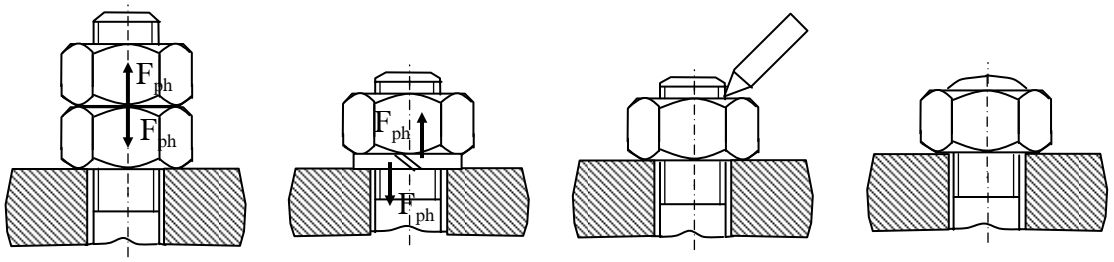
  + Dùng đệm vênh. Đệm vênh giống như một lò xo, luôn đẩy vào đai ốc một lực phụ F_{ph}.

- Ngăn cản không cho bu lông và đai ốc xoay tương đối với nhau:

  + Dùng đệm gập. Vấu của đệm nằm trong rãnh trên thân bu lông, góc của đệm gập vào một mặt của đai ốc, sẽ hạn chế chuyển động xoay tương đối giữa bu lông và đai ốc.

  + Dùng đệm cánh. Vấu của đệm nằm trong rãnh trên thân bu lông, một cánh của đệm gập vào rãnh trên đai ốc, sẽ hạn chế chuyển động xoay tương đối giữa bu lông và đai ốc.

  + Núng, tán đầu bu lông hoặc hàn đính đai ốc với thân bu lông, hạn chế không cho đai ốc chuyển động xoay ra, nới lỏng mối ghép.



***Hình 6-10**: Dùng 2 đai ốc, đệm vênh, núng, tán đầu bu lông để phòng lỏng*

6.2. Tính mối ghép ren

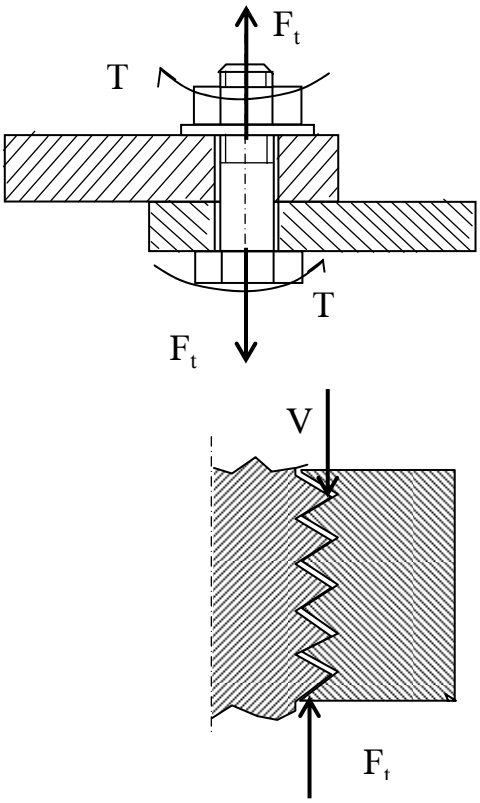
6.2.1. Các dạng hỏng của mối ghép ren và chỉ tiêu tính toán

Khi xiết chặt bu lông và đai ốc, các vòng ren của bu lông và đai ốc tiếp xúc với nhau. Các vòng ren của đai ốc chịu lực xiết V. Các vòng ren trên bu lông chịu phản lực F_t (Hình 6-11). Trên mối ghép ren có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

+ Thân bu lông bị kéo đứt tại phần có ren, hoặc tại tiết diện sát mũ bu lông. Hoặc bị xoắn đứt trong quá trình xiết đai ốc.

+ Các vòng ren bị hỏng do cắt đứt ren, dập bề mặt tiếp xúc, hoặc bị uốn gẫy. Nếu tháo lắp nhiều lần, các vòng ren có thể bị mòn.

+ Mũ bu lông bị hỏng do dập bề mặt tiếp xúc, cắt đứt, hoặc bị uốn gẫy.



***Hình 6-11**: Lực tác dụng lên bu lông và ren*

Kích thước của mối ghép bu lông đã được tiêu chuẩn hóa, các kích thước được tính theo đường kính d với một tỷ lệ nhất định trên cơ sở đảm bảo sức bền đều của các dạng hỏng. Do đó chỉ cần tính toán để hạn chế một dạng hỏng là các dạng hỏng khác cũng không xảy ra. Thường người ta kiểm tra mối ghép ren theo điều kiện bền:

$$\sigma \le [\sigma_k] \qquad (6\text{-}2)$$

Trong đó σ là ứng suất sinh ra trên tiết diện chân ren của bu lông, có đường kính d_1. $[\sigma_k]$ là ứng suất kéo cho phép của bu lông hoặc vít.

Điều kiện bền $\sigma \le [\sigma_k]$ được dùng để tính tóan kiểm tra bền và thiết kế mối ghép ren. Nó được gọi là chỉ tiêu tính toán của mối ghép ren ghép có khe hở. Chương này chủ yếu trình bày việc tính toán mối ghép bu lông có khe hở.

Đối với các mối ghép dùng bu lông tinh, ghép không có khe hở, dạng hỏng chủ yếu của mối ghép là dập và cắt đứt thân bu lông. Chỉ tiêu tính toán và phương pháp tính mối ghép tương tự như tính mối ghép đinh tán.

6.2.2. Tính bu lông ghép lỏng chịu lực

Xét mối ghép bu lông ghép lỏng, chịu lực kéo F, như trên Hình 6-12.

Bài toán kiểm tra bền mối ghép ren, được thực hiện theo trình tự sau:

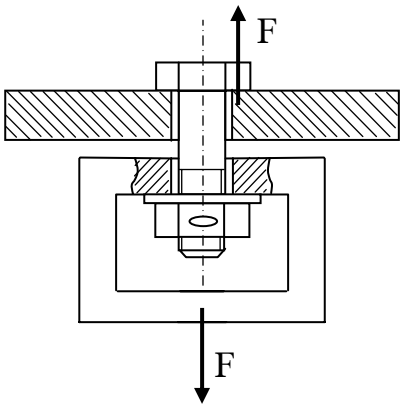
+ Từ kích thước d, tra bảng có đường kính tiết diện chân ren d_1.
+ Tính ứng suất sinh ra trên tiết diện chân ren

$$\sigma = F/(\pi.d_1^2/4)$$

+ Tra bảng, theo vật liệu chế tạo bu lông, để có giá trị ứng suất cho phép $[\sigma_k]$.
+ So sánh giá trị σ và $[\sigma_k]$, rút ra kết luận.

Nếu $\sigma > [\sigma_k]$, mối ghép không đủ bền.

Nếu $\sigma \le [\sigma_k]$, mối ghép đủ bền.



***Hình 6-12**: Bu lông ghép lỏng*

Bài toán thiết kế mối ghép, được thực hiện theo các bước sau:

+ Chọn vật liệu chế tạo bu lông, tra bảng để có $[\sigma_k]$.
+ Giả sử chỉ tiêu tính $\sigma \le [\sigma_k]$ thỏa mãn. Ta tính được đường kính cần thiết của tiết diện chân ren:

$$d_{1C} \ge \sqrt{\frac{4.F}{\pi.[\sigma_k]}}$$

+ Tra bảng tìm bu lông tiêu chuẩn, có đường kính tiết diện chân ren $d_1 \ge d_{1C}$, ghi ký hiệu của bu lông vừa tìm được. Tính chiều dài cần thiết của bu lông, vẽ kết cấu của mối ghép.

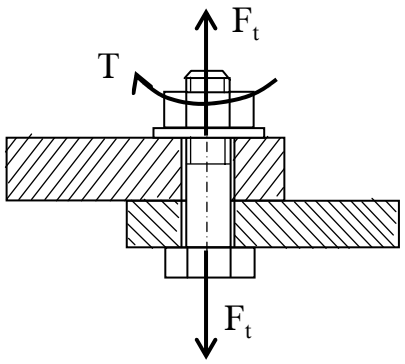
6.2.3. Tính mối ghép ren xiết chặt không chịu tải trọng

Các mối ghép ren thường được xiết chặt, trước khi chịu tải trọng. Xét mối ghét bu lông được xiết chặt bởi mô men xoắn T (Hình 6-13).

Nhận xét: Khi xiết chặt, bu lông và đai ốc ép chặt các tấm ghép bằng lực xiết V. Các tấm ghép phản lại một lực F_t, kéo dãn thân bu lông. Phản lực $F_t = V$.

Quan hệ giữa T và V như sau (theo 6-1):

$$T = V.tg(\gamma+\rho').d_2/2 + V.f.d_{tx}/2$$



***Hình 6-13**: Bu lông xiết chặt*

Suy ra $$V = \frac{2T}{tg(\gamma + \rho')d_2 + fd_{tx}} \quad (6\text{-}3)$$

Xác định ứng suất trong thân bu lông:

+ Khi xiết chặt bằng mô men xoắn T, thân bu lông bị xoắn. Ứng suất xoắn τ_x tại tiết diện chân ren được xác định theo công thức: $\tau_x = \frac{T}{0,2d_1^3}$

+ Dưới tác dụng của lực kéo F_t trong thân bu lông có ứng suất kéo σ_k. Ứng suất kéo tại tiết diện chân ren được tính theo công thức: $\sigma_k = \frac{4F_t}{\pi d_1^2} = \frac{4V}{\pi d_1^2}$

+ Trong thân bu lông có ứng suất phức tạp. Ứng suất tương đương σ được xác định theo Thuyết bền thứ ba: $\sigma = \sqrt{\sigma_k^2 + 4\tau_x^2}$

+ Đối các mối ghép ren tiêu chuẩn, người ta tính được $\sigma \approx 1,3.\sigma_k$. Do đó, để đơn giản cho việc tính toán, ứng suất trong thân bu lông được xác định theo công thức:

$$\sigma = 1,3\sigma_k = \frac{1,3.4.V}{\pi.d_1^2} = \frac{5,2.V}{\pi.d_1^2} \quad (6\text{-}4)$$

Bài toán kiểm tra bền: Đã có mối ghép, cần xiết chặt với mô men xoắn T, chúng ta kiểm tra xem mối ghép có đủ bền hay không. Bài toán kiểm tra bền được thực hiện theo trình tự sau:

+ Căn cứ vào vật liệu chế tạo bu lông, tra bảng được giá trị $[\sigma_k]$.
+ Từ đường kính d của bu lông, tra bảng để có giá trị d_1.
+ Tính lực xiết V theo công thức (6-3).
+ Tính ứng suất σ trong thân bu lông theo công thức (6-4).
+ So sánh σ và $[\sigma_k]$, rút ra kết luận:

Nếu $\sigma > [\sigma_k]$, mối ghép không đủ bền.

Nếu $\sigma << [\sigma_k]$ (quá nhỏ hơn), mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế thấp.

Nếu $\sigma \le [\sigma_k]$, mối ghép đủ bền.

Tính mô men xiết cực đại T_{max} cho mối ghép, được thực hiện như sau:

+ Tra bảng để có giá trị d_1 và $[\sigma_k]$.
+ Giả sử chỉ tiêu $\sigma \le [\sigma_k]$ thỏa mãn, ta tính được lực xiết cực đại V_{max}:

$$V_{max} = \frac{\pi.d_1^2.[\sigma_k]}{5,2}$$

+ Tính mô men xoắn T_{max} theo V_{max}, sử dụng công thức (6-1).

$$T_{max} = V_{max}.tg(\gamma+\rho').d_2/2 + V_{max}.f.d_{tx}/2$$

Bài toán thiết kế: cho trước các tấm ghép, cho biết lực xiết V cần thiết để ép các tấm ghép. Cần tính đường kính d, chiều dài của bu lông l, và mô men xiết T. Công việc thiết kế được thực hiện theo các bước sau:

+ Chọn vật liệu chế tạo bu lông. Tra bảng để có giá trị $[\sigma_k]$.
+ Giả sử chỉ tiêu tính (6-2) thỏa mãn, ta có:

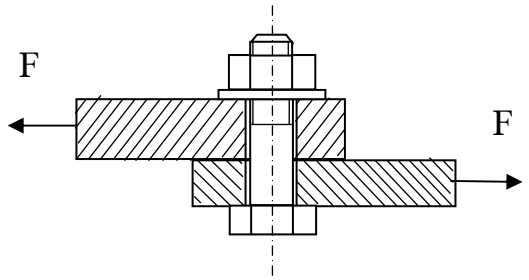
$$\frac{5,2V}{\pi d_1^2} \le [\sigma_k],$$

Ta tính được đường kính d_{1C} cần thiết: $$d_{1C} = \sqrt{\frac{5,2.V}{\pi.[\sigma_k]}}$$

+ Tra bảng tìm bu lông tiêu chuẩn, có đường kính $d_1 \ge d_{1C}$.
+ Tính mô men xiết đai ốc theo công thức (6-1).
+ Tính chiều dài của thân bu lông. Bằng tổng chiều dày của các tấm ghép cộng với chiều dày vòng đệm, chiều cao đai ốc và thêm một đoạn bằng 0,5d.
+ Vẽ kết cấu của mối ghép. Ghi ký hiệu mối ghép bu lông.

6.2.4. Tính mối ghép ren chịu lực ngang

Sau khi xiết chặt, cho mối ghép chịu lực F, vuông góc với đường tâm của bu lông (Hình 6-14).



***Hình 6-14**: Mối ghép chịu lực ngang*

Nhận xét: Mối ghép sẽ không bị phá hỏng, khi các tấm ghép không bị trượt so với nhau, tức là lực ma sát trên mặt tiếp xúc giữa chúng lớn hơn lực tác dụng, $F_{ms} > F$,
và không làm hỏng bu lông, $\sigma \le [\sigma_K]$.

Bài toán kiểm tra bền mối ghép chịu lực ngang được thực hiện như sau:

+ Tra bảng để có giá trị d_1 và $[\sigma_k]$.

+ Giả sử các tấm ghép không bị trượt, ta tính được lực xiết cần thiết V_c:

$$F_{ms} = V_c.f.i > F \quad \text{lấy} \quad V_c.f.i = K.F$$

Suy ra: $V_c = K.F/(f.i)$

trong đó: f là hệ số ma sát, i là số bề mặt tiếp xúc của các tấm ghép trong mối ghép, K là hệ số tải trọng. Có thể lấy K = 1,3 ÷ 1,5.

+ Tính ứng suất sinh ra trong thân bu lông, $\sigma = \frac{5,2.V_c}{\pi.d_1^2} = \frac{5,2.K.F}{f.i.\pi.d_1^2}$

+ So sánh σ và $[\sigma_k]$, kết luận:

Nếu $\sigma > [\sigma_k]$, mối ghép không đủ bền.

Nếu $\sigma << [\sigma_k]$, mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế thấp.

Nếu $\sigma \le [\sigma_k]$, mối ghép đủ bền.

Bài toán thiết kế mối ghép bu lông chịu lực ngang được thực hiện như sau:

+ Chọn vật liệu chế tạo bu lông, tra bảng để có $[\sigma_k]$.

+ Giả sử các tấm ghép không bị trượt, tính V_c: $V_c = K.F/(f.i)$.

+ Giả sử bu lông không bị hỏng, tính đường kính cần thiết của tiết diện chân ren d_{1C}:

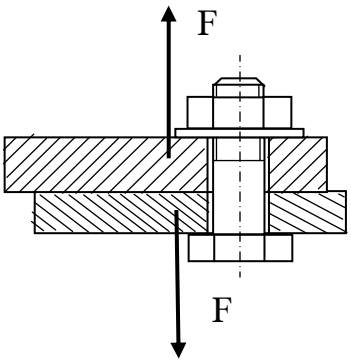
$$d_{1C} = \sqrt{\frac{5,2.K.F}{f.i.\pi.[\sigma_k]}}$$

+ Tra bảng tìm bu lông tiêu chuẩn, có đường kính chân ren $d_1 \ge d_{1C}$. Ghi ký hiệu của bu lông.

+ Vẽ kết cấu của mối ghép.

6.2.5. Tính bu lông xiết chặt chịu lực dọc trục

Sau khi xiết chặt, cho mối ghép chịu lực F, song song với đường tâm của bu lông (Hình 6-15).



***Hình 6-15**: Mối ghép chịu lực dọc*

Nhận xét: Mối ghép không bị phá hỏng, khi các tấm ghép không bị tách hở, tức là trên mặt tiếp xúc giữa chúng vẫn còn áp suất, $p > 0$ và bu lông không bị hỏng $\sigma \le [\sigma_K]$

Quan sát sự biến đổi của mối ghép:

- Khi xiết mối ghép, lực xiết V làm các tấm ghép bị co lại một lượng là ΔS; đồng thời phản lực F_t làm thân bu lông bị dãn ra một lượng Δl, $\Delta l = \Delta S$.

- Khi tác dụng lực F dọc trục, lực F được chia làm hai phần:
  + Phần $F_1 = \chi.F$, cộng thêm với lực F_t, làm bu lông dãn dài thêm một lượng.
  + Phần $F_2 = (1-\chi).F$, triệt tiêu bớt lực xiết V, làm các tấm ghép bớt co.

  χ được gọi là hệ số phân bố ngoại lực, giá trị của χ phụ thuộc vào độ cứng của thân bu lông và độ cứng của phần tấm ghép chịu tác dụng của lực xiết.

Khi các tấm ghép bằng vật liệu thép hoặc gang, còn bu lông bằng thép có thể lấy $\chi = 0,2 \div 0,3$.

- Như vậy, sau khi có lực dọc trục, lực tác dụng lên thân bu lông là $F_t + \chi.F$, và lực ép lên các tấm ghép là $V - (1-\chi).F$.

+ Điều kiện để các tấm ghép không bị tách hở là $V - (1-\chi).F > 0$.

+ Ứng suất trong thân bu lông gồm hai phần, một phần do lực xiết, một phần do lực F_1 gây nên, $\sigma = \frac{5,2.V}{\pi.d_1^2} + \frac{4.\chi.F}{\pi.d_1^2}$; $F_t = V$

Bài toán kiểm tra bền của mối ghep ren chịu lực dọc trục, được thực hiện theo trình tự sau:

+ Tra bảng để có giá trị d_1 và $[\sigma_k]$.

+ Giả sử mối ghép không bị tách hở, ta tính được lực xiết cần thiết V_c.

$V_c > (1-\chi).F$, lấy $V_c = K.(1-\chi).F$

K là hệ số an toàn, có thể lấy $K = 1,3 \div 1.5$.

+ Tính ứng suất trong thân bu lông, $\sigma = \frac{5,2.V_c}{\pi.d_1^2} + \frac{4.\chi.F}{\pi.d_1^2}$.

+ So sánh giá trị của σ và $[\sigma_k]$, rút ra kết luận:

Nếu $\sigma > [\sigma_k]$, mối ghép không đủ bền.

Nếu $\sigma << [\sigma_k]$, mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế thấp.

Nếu $\sigma \le [\sigma_k]$, mối ghép đủ bền.

Bài toán thiết kế mối ghep ren chịu lực dọc trục, được thực hiện theo các bước sau:

+ Chọn vật liệu chế tạo bu lông, tra bảng để có $[\sigma_k]$.

+ Giả sử các tấm ghép không bị tách hở, tính V_c, $V_c = K.(1-\chi).F$

+ Tính đường kính cần thiết của tiết diện chân ren d_{1C},

$$d_{1C} = \sqrt{\frac{5,2.K.(1-\chi).F}{\pi.[\sigma_k]} + \frac{4.\chi.F}{\pi.[\sigma_k]}}$$

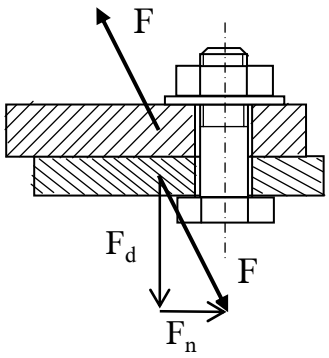
+ Tra bảng tìm bu lông tiêu chuẩn, có đường kính $d_1 \ge d_{1C}$.

+ Ghi ký hiệu của bu lông.

+ Vẽ kết cấu của mối ghép.

6.2.6. Tính bu lông xiết chặt chịu đồng thời lực dọc và lực ngang

Xét mối ghép chịu lực như trên Hình 6-16. Lực F được chia thành 2 phần: lực dọc F_d và lực ngang F_n.



***Hình 6-16**: Mối ghép chịu lực dọc và ngang*

Nhận xét: Mối ghép không bị phá hỏng, khi các tấm ghép không bị trượt, không bị tách hở, và bu lông không bị hỏng. Có nghĩa là mối ghép phải thỏa mãn các điều kiện $F_{ms} > F_n$

$$\sigma \le [\sigma_K]$$

Áp dụng kết quả tính toán mối ghép bu lông chịu lực ngang, chịu lực dọc, đã trình bày ở trên, để giải quyết các bài toán trong phần này.

Bài toán kiểm tra bền được thực hiện theo các bước:

+ Tra bảng để có giá trị d_1 và $[\sigma_k]$.

+ Giả sử các tấm ghép không bị trượt, ta tính được lực xiết cần thiết V_c:

$$F_{ms} = [V_c - (1-\chi).F_d].f.i > F_n \quad \text{lấy} \quad [V_c-(1-\chi).F_d].f.i = K.F_n$$

Suy ra: $V_c = K.F_n/(f.i) + (1-\chi).F_d$

+ Tính ứng suất sinh ra trong thân bu lông, $\sigma = \dfrac{5,2.V_c}{\pi.d_1^2} + \dfrac{4.\chi.F_d}{\pi.d_1^2}$

+ So sánh σ và $[\sigma_k]$, kết luận:

Nếu $\sigma > [\sigma_k]$, mối ghép không đủ bền.

Nếu $\sigma << [\sigma_k]$, mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế thấp.

Nếu $\sigma \le [\sigma_k]$, mối ghép đủ bền.

Bài toán thiết kế được thực hiện như sau:

+ Chọn vật liệu chế tạo bu lông, tra bảng để có $[\sigma_k]$.

+ Giả sử các tấm ghép không bị trượt, ta tính được lực xiết cần thiết V_c:

$$F_{ms} = [V_c - (1-\chi).F_d].f.i > F_n \quad \text{lấy} \quad [V_c-(1-\chi).F_d].f.i = K.F_n$$

Suy ra: $V_c = K.F_n/(f.i) + (1-\chi).F_d$

+ Tính đường kính cần thiết của chân ren,

$$d_{1C} = \sqrt{\frac{5,2.V_c}{\pi.[\sigma_k]} + \frac{4.\chi.F_d}{\pi.[\sigma_k]}}$$

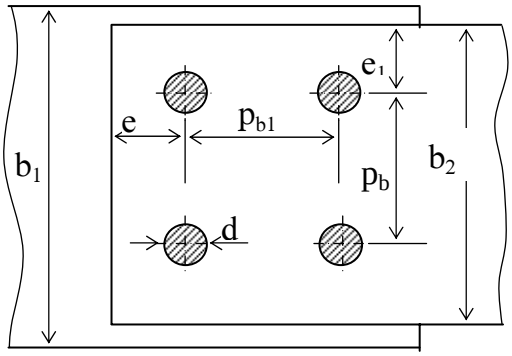
+ Tra bảng tìm bu lông tiêu chuẩn, có đường kính $d_1 \geq d_{1C}$. Ghi ký hiệu của bu lông.

6.3. Tính mối ghép nhóm bu lông

Cũng như mối ghép nhóm đinh tán, người ta có thể sử dụng nhiều bu lông trong một mối ghép. Khi tải trọng tác dụng lên mối ghép, các bu lông trong mối ghép chịu lực không đều nhau. Song kích thước của các bu lông được chọn như nhau, để thuận tiện cho việc gia công và lắp ráp mối ghép.

Kích thước chủ yếu của mối ghép nhóm bu lông (Hình 6-17), bước bu lông p_b, khoảng cách giữa hai hàng p_{b1}, khoảng cách giữa bu lông đến biên tấm ghép e và e_1, được lấy tương tự như trong mối ghép đinh tán ghép chồng.

Cách giải bài toán kiểm tra bền và thiết kế mối ghép nhóm bu lông chịu lực, chịu mô men, được tiến hành tương tự như tính mối ghép nhóm đinh tán. Chúng ta cần xác định lực F_{bmax} tác dụng lên bu lông chịu lực lớn nhất. Kiểm tra bền mối ghép hoặc thiết kế bu lông theo lực F_{bmax} này.



***Hình 6-17**: Kích thước chủ yếu của mối ghép nhóm bu lông*

Khi mối ghép chịu đồng thời nhiều lực và mô men, ta xét riêng tác dụng của từng tải trọng để tính các ứng suất thành phần. Ứng suất tổng cộng sẽ bằng tổng của các ứng suất thành phần.

6.4. Xác định ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép $[\sigma_k]$ của bu lông, vít, vít cấy có thể lấy như sau:

- Các bu lông không xiết chịu lực dọc trục, lấy $[\sigma_k] = 0{,}6.\sigma_{ch}$, σ_{ch} là giới hạn chảy của vật liệu chế tạo bu lông.
- Các bu lông xiết chặt chịu tải trọng không đổi,
  có kiểm tra lực xiết, lấy $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/(1{,}2 \div 1{,}5)$;
  không kiểm tra lực xiết, lấy $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/(3 \div 4)$;
- Các bu lông xiết chặt chịu tải trọng thay đổi,
  có kiểm tra lực xiết, $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/(1{,}5 \div 2{,}5)$;
  không kiểm tra lực xiết, lấy $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/(3 \div 4)$.

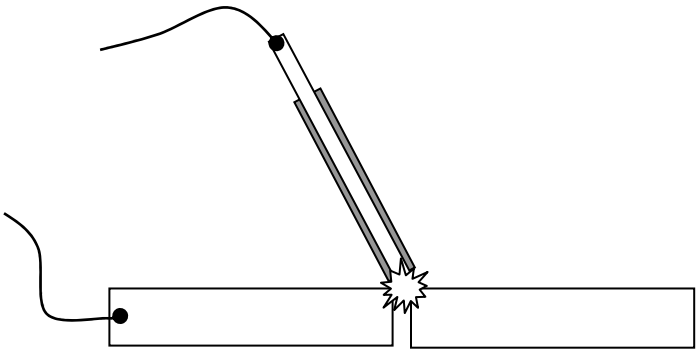
CHƯƠNG VII

MỐI GHÉP HÀN

7.1. Những vấn đề chung

7.1.1. Cách tạo mối hàn

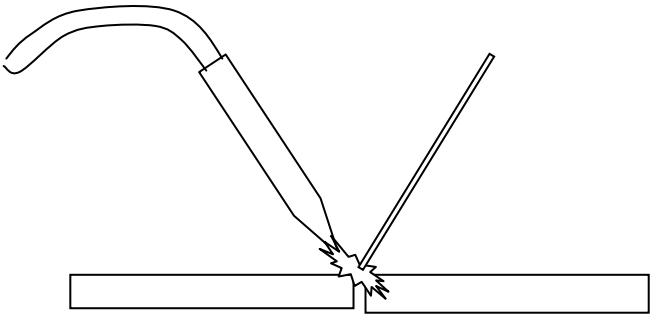
- Hai tấm ghép kim loại được ghép với nhau bằng cách nung phần tiếp giáp của chúng đến trạng thái chảy, hoặc nung phần tiếp xúc của chúng đến trạng thái dẻo và ép lại với nhau, sau khi nguội lực liên kết phân tử ở chỗ tiếp xúc sẽ không cho chúng tách rời nhau. Mối ghép như vậy gọi là mối hàn.



Hình 7-1*: Phương pháp hàn hồ quang điện*

- Có nhiều phương pháp tạo mối hàn:

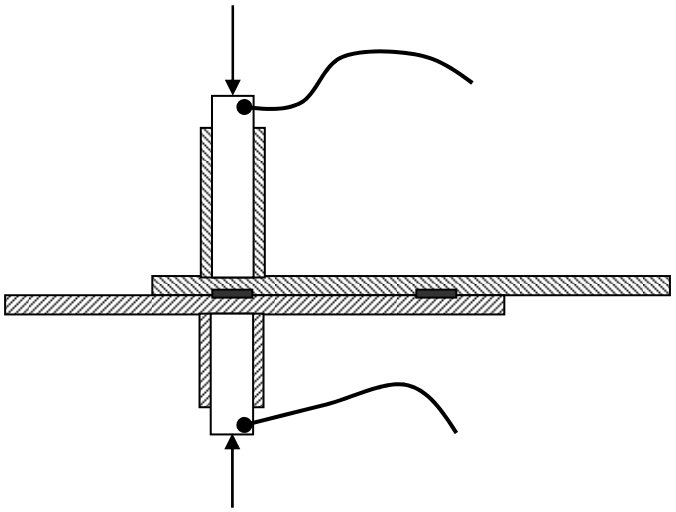
  + Hàn hồ quang điện: Dùng nhiệt lượng của ngọn lửa hồ quang điện đốt chảy vật liệu tấm ghép tại chỗ tiếp giáp, và đốt chảy vật liệu que hàn để điền đầy miệng hàn. Que hàn và tấm hàn được nối với nguồn điện (Hình 7-1).



***Hình 7-2**: Phương pháp hàn hơi*

  + Hàn hơi: Dùng nhiệt lượng của hơi đốt làm nóng chảy vật liệu tấm ghép ở chỗ tiếp giáp và nung chảy dây kim loại bổ xung để điền đầy miệng hàn (Hình 7-2).

  + Hàn vẩy: Không nung chảy kim loại của tấm ghép, mà chỉ nung chảy vật liệu que hàn hoặc dây kim loại.

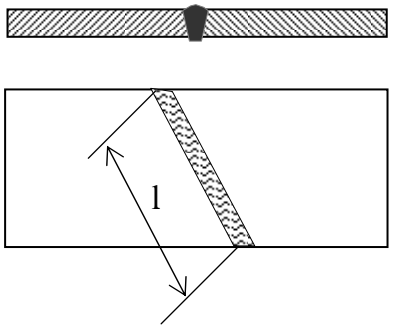


***Hình 7-3**: Phương pháp hàn tiếp xúc*

  + Hàn tiếp xúc: Nung kim loại ở chỗ tiếp xúc của hai tấm ghép đến trạng thái dẻo bằng năng lượng của dòng điện hoặc công của lực ma sát, ép chúng lại với nhau bằng một lực ép lớn (Hình 7-3).

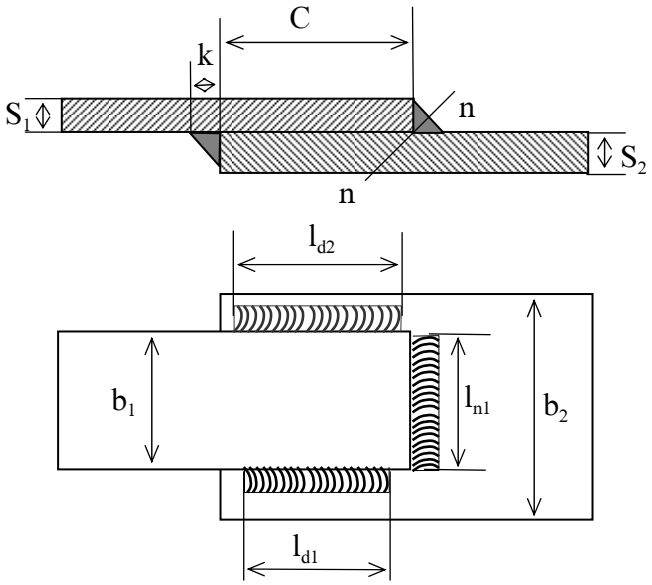
7.1.2. Các loại mối hàn

Tùy theo công dụng, vị trí tương đối của các tấm ghép, hình dạng của mối hàn, người ta phân chia mối hàn thành các loại sau:

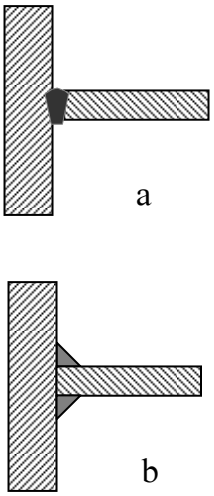


***Hình 7-4**: Mối hàn giáp mối*

- Mối hàn chắc: chỉ dùng để chịu tải trọng,
- Mối hàn chắc kín: dùng để chịu tải trọng và đảm bảo kín khít,

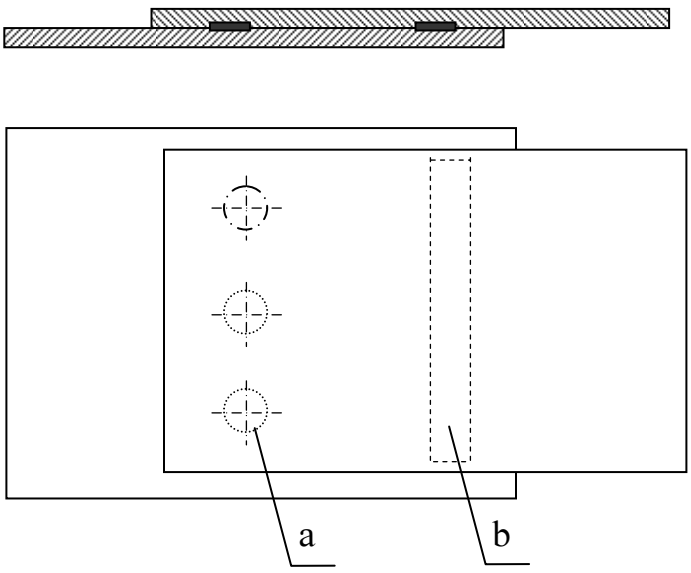


***Hình 7-5**: Mối hàn chồng*



***Hình 7-6**: Mối hàn góc*

- Mối hàn giáp mối: đầu hai tấm ghép tiếp giáp nhau, hàn thấu hết chiều dày của tấm ghép (Hình 7-4).
- Mối hàn chồng: hai tấm ghép có một phần chồng lên nhau (Hình 7-5),
- Mối hàn góc: hai tấm ghép không nằm song song với nhau, thường có bề mặt vuông góc với nhau. Mối hàn góc có hai loại: mối hàn góc theo kiểu hàn giáp mối (Hình 7-6, a), và mối hàn góc theo kiểu hàn chồng (Hình 7-6, b).



***Hình 7-7**: Mối hàn điểm và mối hàn đường*

- Mối hàn dọc: phương của mối hàn song song với phương của lực tác dụng,
- Mối hàn ngang: phương của mối hàn vuông góc với phương của lực tác dụng,

- Mối hàn xiên: phương của mối hàn không song song và không vuông góc với phương của lực tác dụng.
- Mối hàn điểm: là mối hàn tiếp xúc, dùng để hàn các tầm ghép mỏng, các điểm hàn thường có dạng hình tròn (Hình 7-7, a).
- Mối hàn đường: là mối hàn tiếp xúc, dùng để hàn các tấm ghép rất mỏng, mối hàn là một đường liên tục (Hình 7-7, b).

7.1.3. Các kích thước chủ yếu của mối hàn

- Chiều dầy tấm ghép S_1, S_2 , mm.
- Chiều rộng tấm ghép b_1, b_2 , mm.
- Chiều dài mối hàn l, mm.
- Chiều dài mối hàn dọc l_d, mm.
- Chiều dài mối hàn ngang l_n, mm.
- Chiều rộng mối hàn chồng k, mm. Thông thường lấy $k = S_{min}$.
- Chiều dài phần chồng lên nhau của mối hàn chồng C, mm, thường lấy $C \geq 4S_{min}$.

7.2. Tính mối hàn giáp mối

- Khi chịu tải, mối hàn giáp mối có thể bị phá hỏng tại tiết diện chỗ miệng hàn hoặc tại tiết diện kề sát miệng hàn.
- Hai tấm ghép được ghép với nhau bằng mối hàn giáp mối, sau khi hàn xong có thể coi như một tấm nguyên. Các dạng hỏng của mối hàn giáp mối, giống như các dạng hỏng của một tấm nguyên. Khi chịu uốn mối hàn sẽ bị gãy, khi chịu xoắn mối hàn sẽ bị đứt... Mối hàn được tính toán theo các điều kiện bền

$$\sigma \leq [\sigma]', \quad \text{hoặc} \quad \tau \leq [\tau]'.$$

trong đó σ và τ: ứng suất sinh ra trong mối hàn, được xác định theo công thức của sức bền vật liệu như những tấm nguyên chịu tải.

$[\sigma]'$ và $[\tau]'$: ứng suất cho phép của mối hàn.

$$[\sigma]' = \varphi.[\sigma] \quad \text{và} \quad [\tau] = \varphi.[\tau].$$

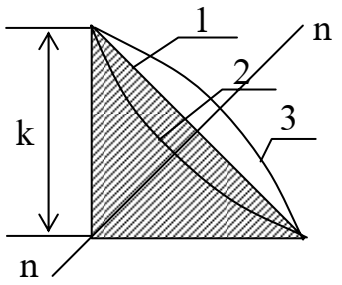
$[\sigma]$ và $[\tau]$: ứng suất cho phép của tấm nguyên.

φ : hệ số giảm độ bền của mối hàn, giá trị của φ lấy trong khoảng $0,9 \div 1$.

7.3. Tính mối hàn chồng

7.3.1. Sự phá hỏng mối hàn chồng và chỉ tiêu tính toán

- Mối hàn chồng có ba loại tiết diện ngang khác nhau (Hình 7-8), ứng với đường 1 là mối hàn hàn bình thường, đường 2 là mối hàn lõm, đường 3 là mối hàn lồi. Mối hàn bình thường được dùng rộng rãi nhất. Mối hàn lồi gây tập trung ứng suất. Mối hàn lõm giảm được sự tập trung ứng suất nhưng phải qua gia công cơ mới tạo được.



***Hình 7-8**: Tiết diện ngang của mối hàn chồng*

- Khi chịu bất cứ loại tải trọng nào, mối hàn chồng cũng bị cắt đứt theo tiết diện pháp tuyến n-n, ứng suất trên tiết diện nguy hiểm là ứng suất cắt τ. Do đó điều kiện bền của mối hàn có thể viết:

$$\tau \le [\tau]' \qquad (7\text{-}1)$$

trong đó τ là ứng suất cắt sinh ra trên mối hàn, $[\tau]'$ là ứng suất cắt cho phép của mối hàn.

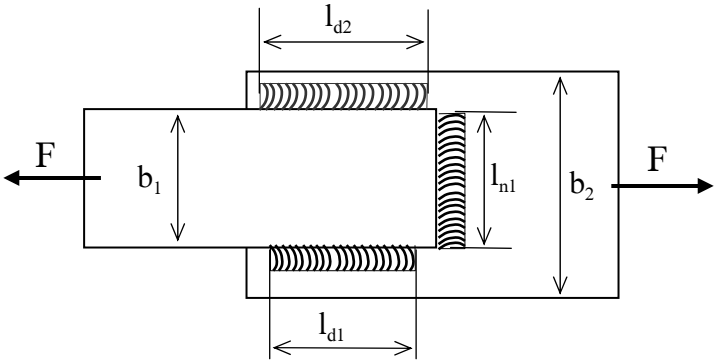
Bất đẳng thức (7-1) cũng là chỉ tiêu dùng để tính toán kiểm tra bền hoặc thiết kế mối hàn.

7.3.2. Tính mối hàn chồng chịu lực

Xét mối hàn chồng chịu lực kéo F, trình bày trên Hình 7-9.

Nhận xét

- Dưới tác dụng của lực F, ứng suất sinh ra trên mối hàn ngang thường lớn hơn ở mối hàn dọc, trên mối hàn dọc ứng suất phân bố không đều dọc theo mối hàn.



***Hình 7-9:** Mối hàn chồng chịu lực*

- Để đơn giản cho việc tính toán, trong trường hợp $l_d \le 50.k$ người ta coi ứng suất

phân bố đều trên mối hàn dọc, và ứng suất τ_d trên mối hàn dọc được coi như bằng ứng suất τ_n trên mối hàn ngang. Sai số do giả thiết trên được bù lại bằng cách chọn hợp lý giá trị ứng suất cho phép của mối hàn.

- Có thể viết được phương trình cân bằng giữa nội lực và ngoại lực

$$F = F_{d1} + F_{d2} + F_{n1} + F_{n2}$$
$$F_{d1} = \tau.k.\cos45^0.l_{d1}$$
$$F_{d2} = \tau.k.\cos45^0.l_{d2}$$
$$F_{n1} = \tau.k.\cos45^0.l_{n1}$$
$$F_{n2} = \tau.k.\cos45^0.l_{d1}$$

- Từ phương trình trên, lấy gần đúng $\cos45^0 = 0,7$, ta có công thức tính ứng suất τ sinh ra trên mối hàn chồng:

$$\tau = \frac{F}{0,7k(l_{d1} + l_{d2} + l_{n1} + l_{n2})} \qquad (7\text{-}2)$$

Kiểm tra bền mối hàn chồng chịu lực

Đã có mối hàn với đầy đủ các kích thước, và lực tác dụng F, cần phải kết luận xem mối hàn có đủ bền hay không. Các bước tính toán theo trình tự sau:

- Xác định ứng suất cho phép $[\tau]$, bằng cách tra bảng hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định kích thước l và k của mối hàn. Kiểm tra điều kiện $l_d \le 50k$.
- Tính ứng suất sinh ra trong mối hàn theo công thức (7-2).
- So sánh τ và $[\tau]'$, rút ra kết luận:
  + Nếu $\tau > [\tau]'$, mối ghép không đủ bền, sẽ bị hỏng trong quá trình làm việc.
  + Nếu τ quá nhỏ hơn $[\tau]'$, mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế không cao.
  + Nêu $\tau \le [\tau]'$, độ lệch không nhiều lắm, mối ghép đủ bền và có tính kinh tế cao.

Thiết kế mối hàn chồng chịu lực

Chúng ta có các tấm ghép, và biết lực tác dụng, cần phải vẽ kết cấu của mối hàn. Các bước tính toán theo trình tự sau:

- Xác định ứng suất cho phép $[\tau]'$, bằng cách tra bảng hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định kích thước k của mối hàn, có thể lấy $k \le S_{min}$.
- Giả sử chỉ tiêu (7-1) thỏa mãn, ta có

$$\frac{F}{0,7k(l_{d1}+l_{d2}+l_{n1}+l_{n2})} \le [\tau]',$$

hay $$\frac{F}{0,7k\Sigma l_i} \le [\tau]'$$

Suy ra $$\Sigma l_i = \frac{F}{0,7k[\tau]'}$$

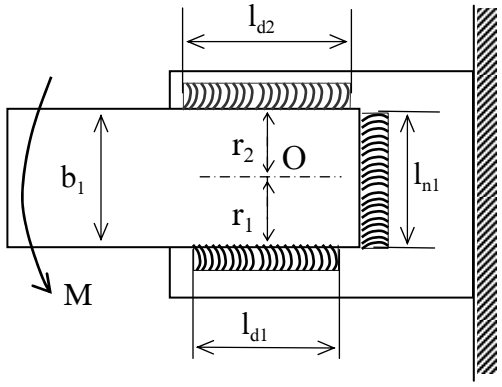
- Chia chiều dài tổng Σl_i thành các mối hàn dọc và mối hàn ngang. Các mối hàn dọc phải chọn sao cho chiều dài $l_{di} \le 50k$. Các mối hàn ngang phải chọn sao cho chiều dài $l_{ni} \le b_{min}$.
- Vẽ kết cấu của mối hàn.

7.3.3. Tính mối hàn chồng chịu mô men uốn trong mặt phẳng ghép

Xét mối hàn chồng chịu mô men uốn M, biểu diễn trên Hình 7-10.

Nhận xét

- Khi chịu mô men uốn M, mối hàn có xu hướng xoay quanh trọng tâm O. Ứng suất phân bố dọc theo các mối hàn là không như nhau, phương của ứng suất tại mỗi điểm vuông góc với bán kính kẻ từ tâm O đến điểm đang xét. Gía trị của ứng suất tỷ lệ với độ lớn của bán kính.



***Hình 7-10:** Mối hàn chồng chịu mô men*

- Song để đơn giản cho việc tính toán, với mối hàn có chiều dài $l_{di} \le 50k$ người ta coi ứng suất τ_d trên mối hàn dọc phân bố đều và có phương dọc theo mối hàn. Còn ứng suất τ_n trên mối hàn ngang phân bố giống như quy luật phân bố ứng suất uốn trên thanh có tiết diện hình chữ nhật $0,7k \times l_n$. Người ta cũng giả thiết là $\tau_n = \tau_d = \tau$. Sai số của giả thiết này được bù lại bằng cách chọn giá trị ứng suất cho phép của mối hàn thích hợp.
- Với giả thiết trên, ta viết được phương trình cân bằng giữa ngoại lực và nội lực trong mối hàn là:

$$M = M_{d1} + M_{d2} + M_{n1} + M_{n2}$$

Trong đó $$M_{d1} = \tau.l_{d1}.0,7k.r_1$$

$$M_{d2} = \tau.l_{d2}.0,7k.r_2$$

$$M_{n1} = \tau.0,7k\frac{l_{n1}^2}{6}$$

$$M_{n2} = \tau.0,7k\frac{l_{n2}^2}{6}$$

- Từ phương trình cân bằng trên, ta tính được ứng suất trên mối hàn chịu mô men

$$\tau = \frac{M}{0,7.k(l_{d1}.r_1 + l_{d2}.r_2 + \frac{l_{n1}^2}{6} + \frac{l_{n2}^2}{6})} \qquad (7\text{-}3)$$

Kiểm tra bền mối hàn chịu mô men uốn M

Ta đã có mối hàn với đầy đủ kích thước, và biết giá trị mô men M, cần kiểm tra xem mối hàn có đủ bền hay không. Các bước tính toán theo trình tự sau:

- Xác định ứng suất cho phép $[\tau]'$, bằng cách tra bảng hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định kích thước chiều dài l_i và k của các mối hàn, xác định khoảng cách r_1 và r_2 của mối hàn dọc. Kiểm tra điều kiện $l_d \le 50k$.
- Tính ứng suất sinh ra trong mối hàn theo công thức (7-3).
- So sánh τ và $[\tau]'$, rút ra kết luận:
  + Nếu $\tau > [\tau]'$, mối ghép không đủ bền.
  + Nếu τ quá nhỏ hơn $[\tau]'$, mối ghép quá dư bền, có tính kinh tế thấp.
  + Nêu $\tau \le [\tau]'$, độ lệch không nhiều lắm, mối ghép đủ bền và có tính kinh tế cao.

Thiết kế mối hàn chịu mô men M

Có các tấm ghép, và biết mô men tải trọng M, cần phải vẽ kết cấu của mối hàn. Các bước tính toán theo trình tự sau:

- Xác định ứng suất cho phép $[\tau]'$, bằng cách tra bảng hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định kích thước k của mối hàn, có thể lấy $k \le S_{min}$.
- Giả sử chỉ tiêu (7-1) thỏa mãn, ta có

$$\frac{M}{0,7.k(l_{d1}.r_1 + l_{d2}.r_2 + \frac{l_{n1}^2}{6} + \frac{l_{n2}^2}{6})} \le [\tau]'$$

- Chọn $l_{n1} = l_{n2} = b_{min}$, chọn $r_1 = r_2 = b_{min}/2$, lúc đó ta sẽ tính được $\Sigma l_d = l_{d1} + l_{d2}$

$$\Sigma l_d \geq [\frac{M}{0{,}7.k.[\tau]'} - (\frac{l_{n1}^2}{6} + \frac{l_{n2}^2}{6})].\frac{2}{b_{\min}}$$

- Chia chiều dài tổng Σl_d thành các mối hàn dọc, phải đảm bảo $l_{di} \leq 50k$.
- Vẽ kết cấu của mối hàn.

Ghi chú: Có thể tính thiết kế mối hàn chồng chịu mô men, bằng phương pháp gần đúng dần như sau: ta chọn sơ bộ kích thước chiều dài của mối hàn, vẽ kết cấu, kiểm tra bền. Nếu quá dư bền thì giảm chiều dài, vẽ lại và kiểm tra tiếp. Nếu thiếu bền thì tăng chiều dài, vẽ lại và kiểm tra tiếp. Đến khi nào vừa đủ bền, vừa đảm bảo tính kinh tế cao thì dừng. Vẽ kết cấu chính xác của mối hàn.

7.3.4. Tính mối hàn chồng chịu đồng thời lực và mô men trong mặt phẳng ghép

Tính mối hàn chồng chịu đồng thời lực F và mô men uốn M, được thực hiện như sau:

+ Sử dụng các giả thiết và tính ứng suất τ_F do tác động của riêng lực F, dùng công thức (7-2).

+ Tính ứng suất τ_M do tác động của riêng mô men M, dùng công thức (7-3).

+ Ứng suất cực đại trong mối hàn sẽ là tổng của hai ứng suất thành phần:

$$\tau = \tau_F + \tau_M \qquad (7\text{-}4)$$

Trình tự làm bài toán kiểm tra bền và bài toán thiết kế cũng tương tự như phần 7.3.3.

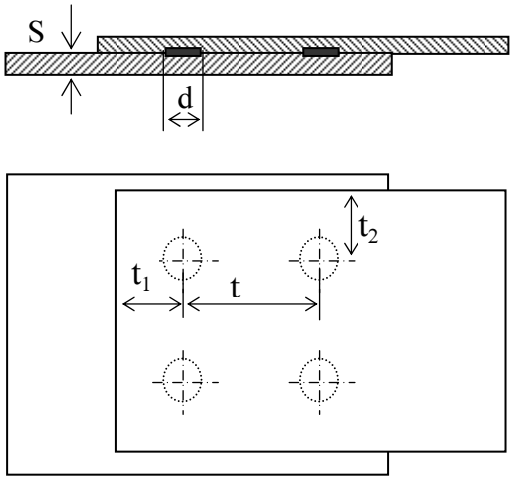
Ứng suất cho phép của mối hàn chồng $[\tau]'$ có thể lấy như sau:
+ Hàn hồ quang bằng tay, lấy $[\tau]' = 0{,}6.[\sigma_k]$;
+ Hàn tự động dưới lớp thuốc hàn, lấy $[\tau]' = 0{,}65.[\sigma_k]$.
Trong đó $[\sigma_k]$ là ứng suất kéo cho phép của các tấm ghép.
Có thể lấy $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / (1{,}5 \div 1{,}8)$.

7.4. Tính mối hàn góc

- Mối hàn góc hàn theo kiểu giáp mối được tính tương tự như tính mối hàn giáp mối.
- Mối hàn góc hàn theo kiểu hàn chồng được tính toán tương tự như tính mối hàn chồng.

7.5. Tính mối hàn tiếp xúc

- Mối hàn tiếp xúc theo kiểu hàn giáp mối được tính tương tự như tính mối hàn giáp mối.
- Mối hàn tiếp xúc hàn điểm dùng để ghép các tấm có chiều dầy nhỏ, tấm 1 dầy không quá 3 lần tấm 2. Điểm hàn thường có dạng hình tròn, đường kính d. Kích thước của điểm hàn có thể chọn như sau (Hình 7-11):



***Hình 7-11**: Mối hàn điểm*

$d = 1{,}2.S + 4$ mm, khi $S \le 3$ mm

$d = 1{,}5.S + 5$ mm, khi $S > 3$ mm.

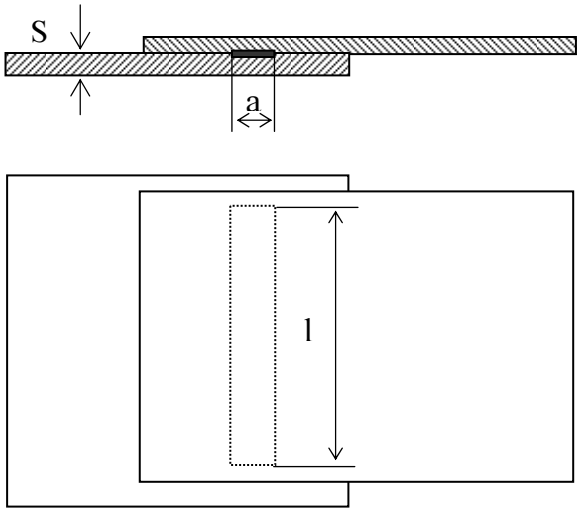
$t = 3d$, $t_1 = 2d$, $t_2 = 1{,}5d$.

Mối hàn điểm được tính tương tự như tính mối ghép đinh tán.

$$\tau = \frac{F.4}{z.i.\pi.d^2} \le [\tau]'$$

Trong đó F là lực tác dụng, i là số tiết diện chịu cắt, z là số điểm hàn, $[\tau]'$ là ứng suất cho phép của mối hàn.

- Mối hàn hàn đường (Hình 7-12) dùng ghép các tấm mỏng và yêu cầu kín. Ứng suất sinh ra trong mối hàn là ứng suất cắt, điều kiện bền của mối hàn được viết như sau:



***Hình 7-12**: Mối hàn đường*

$$\tau = \frac{F}{a.l} \le [\tau]'$$

Trong đó a là chiều rộng và l chiều dài của mối hàn.

CHƯƠNG VIII

MỐI GHÉP ĐỘ DÔI

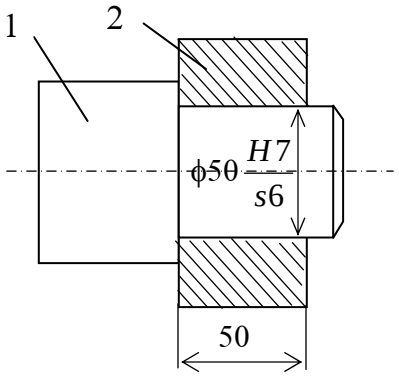
8.1. Những vấn đề chung

8.1.1. Giới thiệu mối ghép độ dôi

Mối ghép độ dôi dùng để lắp ghép chi tiết dạng trục 1, với chi tiết dạng lỗ 2 (còn gọi là chi tiết bạc), nhờ độ dôi của hai kích thước.

Cách biểu diễn mối ghép độ dôi như trên Hình 8-1. Kiểu lắp trụ trơn H7/s6: kích thước đường kính của trục d_T lớn hơn kích thước đường kính của lỗ d_L.

$$d_{Tmax} = 50 + es$$
$$d_{Tmin} = 50 + ei$$
$$d_{Lmax} = 50 + ES$$
$$d_{Lmin} = 50 + EI$$



***Hình 8-1**: Mối ghép độ dôi*

ES, es là sai lệch trên của lỗ và trục. EI, ei là sai lệch dưới của lỗ và trục. Trong mối ghép ở trên có ei>ES.

Lượng chênh lệch giữa kích thước trục và kích thước lỗ là độ dôi N.

$$N = d_T - d_L$$

Do kích thước trục và kích thước lỗ có dung sai, nên độ dôi N cũng có dung sai.

$$IT_N = N_{max} - N_{min}$$

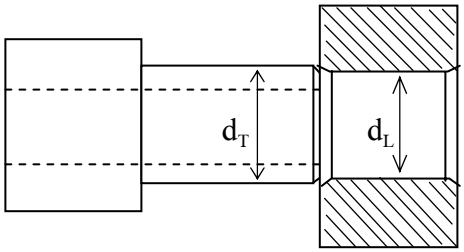
$$N_{max} = es - EI \quad (8\text{-}1)$$

$$N_{min} = ei - ES \quad (8\text{-}2)$$

8.1.2. Phương pháp lắp ghép tạo mối ghép độ dôi

Để có mối ghép độ dôi, ta cần phải lắp chi tiết trục vào lỗ của chi tiết bạc. Công việc lắp ghép có thể thực hiện theo các phương pháp sau:

- Phương pháp lắp ép. Phương pháp lắp ép được thực hiện ở nhiệt độ bình thường. Dùng một lực lớn ép trục vào lỗ. Lúc này trục và bạc bị biến dạng, kích thước d_T giảm đi, và kích thước d_L tăng lên, trục được lắp vào lỗ của bạc. Sau khi lắp xong, do biến dạng đàn hồi, trục luôn có xu hướng nở ra và bạc có xu hướng co lại. Trên bề mặt tiếp xúc của trục và bạc có áp suất p. Tạo nên áp lực F_n, và có lực ma sát F_{ms}.



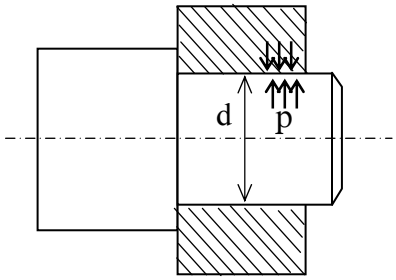
***Hình 8-2**: Tạo mối ghép độ dôi*

Lực F_{ms} cản trở chuyển động trượt tương đối giữa chi tiết trục và chi tiết bạc. Đây chính là lực liên kết của mối ghép.

Phương pháp lắp ép có ưu điểm: lắp ghép đơn giản, dễ thực hiện, giá thành rẻ.

Nhưng có nhược điểm: cần phải dùng một lực lớn, dễ làm nứt chi tiết bạc, hoặc bóp méo chi tiết trục rỗng. San bằng các đỉnh nhấp nhô, làm giảm độ dôi của mối ghép.

Phương pháp lắp này thường dùng đối với các mối ghép có độ dôi N nhỏ.



***Hình 8-3**: Áp suất trên mối ghép độ dôi*

- Phương pháp lắp nung nóng. Đốt nóng chi tiết bạc với nhiệt độ cao, bạc bị dãn nở nhiệt, kích thước d_L tăng lên. Người ta tính toán nhiệt độ nung nóng sao cho d_L xấp xỉ bằng d_T. Khi d_L đủ lớn, ta tiến hành lắp trục vào lỗ của bạc. Sau khi nguội, bạc co lại ép lên bề mặt trục, tạo lực ma sát, liên kết hai chi tiết với nhau.

  Phương pháp lắp nung nóng có ưu điểm: lắp ghép nhẹ nhàng, không san bằng các đỉnh nhấp nhô.

  Có khuyết điểm: cần thiết bị đốt nóng chi tiết bạc, dễ làm cháy bề mặt của bạc, làm biến dạng chi tiết bạc.

  Phương pháp lắp này thường dùng đối với mối ghép có độ dôi lớn, và cho phép nung nóng chi tiết bạc.

- Phương pháp lắp làm lạnh. Làm lạnh chi tiết trục, trục co lại, kích thước d_T giảm xuống. Người ta tính toán nhiệt độ làm lạnh, sao cho d_T xấp xỉ bằng d_L. Khi d_T đủ nhỏ, ta tiến hành lắp trục vào lỗ. Sau khi trở lại nhiệt độ môi trường, trục nở ra, ép lên bề mặt lỗ, tạo lực ma sát, liên kết hai chi tiết với nhau.

  Phương pháp lắp làm lạnh có ưu điểm: không san bằng các đỉnh nhấp nhô, không làm cháy bề mặt bạc, lắp ghép nhẹ nhàng.

  Nhưng có nhược điểm: cần thiết bị làm lạnh sâu, đắt, rất khó làm lạnh khi chi tiết trục lớn.

  Phương pháp lắp làm lạnh thường dùng với các mối ghép quan trọng, có độ dôi không lớn lắm.

Mối quan hệ giữa sự thay đổi nhiệt độ và lượng dãn nở của kích thước đường kính được xác định theo công thức sau:

$$\Delta\theta = \frac{\Delta d}{\alpha . d}.10^{-3}$$

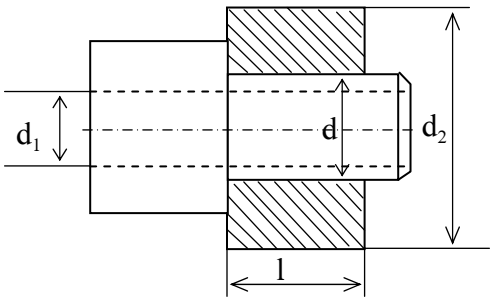
Trong đó $\Delta\theta$ là lượng chênh lệch nhiệt độ, khi nung nóng hoặc làm lạnh, ^{0}C .
Δd là lượng tăng hoặc giảm của kích thước đường kính d, mm.
α là hệ số dãn nở nhiệt của vật liệu. Với thép có thể lấy $\alpha = 12.10^{-16}$ mm/mm.^{0}C , với gang lấy $\alpha = 10{,}5.10^{-16}$ mm/mm.^{0}C.

8.1.3. Kích thước chủ yếu của mối ghép độ dôi

Mối ghép độ dôi được xác định bằng những kích thước chủ yếu sau đây:

- Đường kính danh nghĩa d, mm.

- Chiều dài l của chi tiết bạc, mm.
- Đường kính ngoài của bạc d_2, mm.
- Đường kính trong của trục d_1, mm.
- Kiểu lắp của mối ghép trụ trơn (ví dụ H7/s6). Từ kiểu lắp sẽ tính ra được độ dôi lớn nhất N_{max} và độ dôi nhỏ nhất N_{min}.



***Hình 8-4**: Kích thước mối ghép độ dôi*

- Độ nhám bề mặt của trục và của mặt lỗ trên bạc. Được đánh giá qua chiều cao nhấp nhô trung bình R_{z1} và R_{z2}.

8.2. Tính mối ghép độ dôi

8.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán mối ghép độ dôi

Trong quá trình lắp ghép và chịu tải, mối ghép độ dôi có thể bị hỏng. Các dạng hỏng thường gặp là:

- Dập bề mặt tiếp xúc giữa trục và bạc.
- Nứt hoặc vỡ chi tiết bạc.
- Trục rỗng bị bóp méo.
- Khi chịu tải, bạc và trục trượt tương đối so với nhau.

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, mối ghép độ dôi phải thỏa mãn hai điều kiện dưới đây, đó cũng chính là các chỉ tiêu dùng để tính toán mối ghép độ dôi:

$$p_{max} \le [p] \qquad (8\text{-}3)$$

$F_{ms} > F$, để đảm bảo an toàn, thường lấy $F_{ms} \ge K.F$ (8-4)

Trong đó:

K là hệ số tải trọng, lấy K = 1,5 ÷ 3, giá trị của K được chọn tuỳ thuộc vào mức độ quan trọng của mối ghép.

F_{ms} là lực ma sát lớn nhất có thể có trên bề mặt tiếp xúc của trục và bạc.

F là lực tác dụng lên mối ghép.

p_{max} là áp suất lớn nhất trên bề mặt tiếp xúc của hai chi tiết.

[p] là áp suất cho phép.

8.2.2. Tính mối ghép độ dôi chịu mô men xoắn

Lý thuyết chung

Quan hệ giữa áp suất p trên bề mặt tiếp xúc của mối ghép và độ dôi N được xác định theo công thức của lý thuyết tính toán ống dày trong Sức bền vật liệu:

$$p = \frac{N}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)} \tag{8-5}$$

$$N = p.d.\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \tag{8-6}$$

Trong đó

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \quad , \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

E_1 và E_2 là mô đun đàn hồi của vật liệu trục và bạc.

μ_1 và μ_2 là hệ số Poát xông của vật liệu trục và bạc.

Kích thước d, d_1, d_2 như trên Hình 8-4.

Lực ma sát lớn nhất trên bề mặt tiếp xúc được tính như sau:

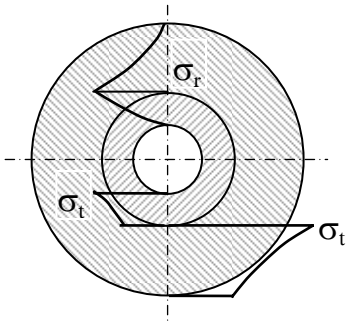
$$F_{ms} = p.\pi dl.f$$

Trong đó f là hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc.

Nếu dùng phương pháp lắp ép, lấy f = 0,08.

Nếu lắp bằng nung nóng, hoặc làm lạnh, lấy f = 0,14.

Trong phạm vi biến dạng đàn hồi, sơ đồ phân bố ứng suất theo phương hướng tâm σ_r và theo hướng tiếp tuyến σ_t, trong chi tiết trục và bạc được trình bày trên Hình 8-5. Sử dụng công thức Lamê đối với ống dày, và tính ứng suất tương đương theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất, ta tính được áp suất tới hạn của chi tiết trục p_{th1} và của chi tiết bạc p_{th2}. p_{th} là áp suất lớn nhất có thể có trên bề mặt tiếp xúc, mà các chi tiết vẫn chưa bị phá hỏng.



***Hình 8-5**: Phân bố ứng suất trên trục và trên bạc*

$$p_{th1} = \sigma_{ch1}\frac{d^2 - d_1^2}{2d^2}$$

$$p_{th2} = \sigma_{ch2}\frac{d_2^2 - d^2}{2d^2} \tag{8-7}$$

σ_{ch1} và σ_{ch2} là giới hạn chảy của vật liệu làm trục, vật liệu chế tạo bạc.

Trong phạm vi biến dạng đàn hồi, theo định luật Húc, ta tính được lượng thay đổi của đường kính d_1 và d_2:

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1\frac{d^2-d_1^2}{d^2}} \quad , \qquad \Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2\frac{d_2^2-d^2}{d^2}} \tag{8-8}$$

Bài toán kiểm tra bền:

Đầu bài: có mối ghép với các kích thước, vật liệu; biết tải trọng tác dụng lên mối ghép. Tải trọng có thể là lực dọc trục F_a, có thể là mô men xoắn T, hoặc cả hai. Kiểm tra xem mối ghép có thoả mãn các chỉ tiêu tính toán hay không.

Bài toán được tiến hành theo các bước sau:

- Căn cứ vào vật liệu, cách nhiệt luyện, chất lượng bề mặt của chi tiết trục và bạc, tra bảng để xác định E_1, E_2, μ_1, μ_2, f, R_{Z1}, R_{Z2}, σ_{ch1}, σ_{ch2}, ei, es, EI, ES, K, ...
- Xác định [p]: tính giá trị p_{th1} và p_{th2} theo công thức (8-7). Lấy [p] = min(p_{th1}, p_{th2})
- Xác định p_{max} theo công thức (8-5), N_{max} được tính theo công thức (8-1).
- Kiểm tra chỉ tiêu (8-3), bằng cách so sánh p_{max} và [p],
  Nếu $p_{max} \le$ [p], mối ghép đủ bền.
  Nếu $p_{max} >$ [p], mối ghép không đủ bền, sẽ bị hỏng trong quá trình lắp ghép.
- Tính lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc: $F_{ms} = p_{min}.\pi dl.f$
  trong đó p_{min} được tính theo công thức (8-5), N_{min} được tính theo công thức (8-2).
  Nếu dùng phương pháp lắp ép, thì lấy $N_{min} = ei - ES - (R_{Z1} + R_{Z2})$.
- Tính lực tác dụng F:
  Nếu tải trọng là lực dọc trục, lấy $F = F_a$.
  Nếu tải trọng là mô men xoắn, lấy $F = 2.T/d$.
  Nếu tải trọng là cả hai, lấy $F = \sqrt{F_a^2 + \frac{4T^2}{d^2}}$
- Kiểm tra chỉ tiêu (8-4), bằng cách so sánh F_{ms} và F, rút ra kết luận:
  Nếu $F_{ms} \ge$ KF, các tấm ghép không bị trượt tương đối so với nhau,
  Nếu $F_{ms} <$ KF, mối ghép chưa thoả mãn chỉ tiêu chống trượt.
- Nếu mối ghép đồng thời thỏa mãn cả hai chỉ tiêu 8-3 và 8-4, mối ghép đảm bảo chất lượng tốt.
- Nếu kích thước d_1, d_2 tham gia vào các mối ghép khác, thì phải tính Δd_1, Δd_2 theo công thức (8-8), và kiểm tra xem có làm hỏng các mối ghép đó hay không.

Bài toán thiết kế:

Đầu bài: Cho biết kích thước của chi tiết trục và bạc, biết vật liệu, độ nhám bề mặt, biết tải trọng tác dụng; cần chọn kiểu lắp thích hợp cho mối ghép.

Bài toán được tiến hành theo các bước sau:

- Căn cứ vào vật liệu, cách nhiệt luyện, chất lượng bề mặt của chi tiết trục và bạc, tra bảng để xác định E_1, E_2, μ_1, μ_2, f, R_{Z1}, R_{Z2}, σ_{ch1}, σ_{ch2}, K, ...
- Xác định [p]: tính giá trị p_{th1} và p_{th2} theo công thức (8-7). Lấy [p] = min(p_{th1}, p_{th2})
- Giả sử chỉ tiêu (8-3) thỏa mãn, ta có: $p_{max} \le [p]$, theo công thức (8-6) ta tính được

$$N_{\max} \ge [p].d.\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \qquad (8\text{-}9)$$

- Tính lực tác dụng F:
  Nếu tải trọng là lực dọc trục, lấy $F = F_a$.
  Nếu tải trọng là mô men xoắn, lấy $F = 2.T/d$.
  Nếu tải trọng là cả hai, lấy $F = \sqrt{F_a^2 + \frac{4T^2}{d^2}}$
- Giả sử chỉ tiêu (8-4) thỏa mãn, ta có $p_{min}.\pi dl.f \ge KF$, hay $p_{\min} \ge \frac{KF}{\pi dl.f}$, theo công thức (8-6) ta tính được $N_{\min} \ge \frac{KF}{\pi.l.f}.\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)$ (8-10)
- Tra bảng của các kiểu lắp ưu tiên, sau đó là các kiểu lắp không ưu tiên, để tìm một kiểu lắp thích hợp nhất, sao cho es - EI ≤ N_{max} thỏa mãn điều kiện (8-9) và ei - ES ≥ N_{min} thỏa mãn điều kiện (8-10).

  Các kiểu lắp ưu tiên: H7/n6 , H7/p6 , H7/r6 , H7/s6 , N7/h6 , P7/h6

  Các kiểu không ưu tiên: H7/n7 , H8/s7, H7/s7 , H7/t7 , H7/u7 ,
  R7/h6 , S7/h6 , T7/h6 , U8/h7
- Nếu kích thước d_1, d_2 tham gia vào các mối ghép khác, thì phải tính Δd_1, Δd_2 theo công thức (8-8), và kiểm tra xem có làm hỏng các mối ghép đó hay không.

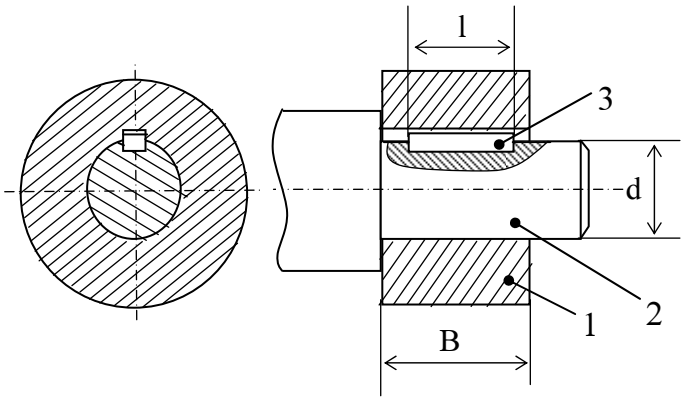
CHƯƠNG IX

MỐI GHÉP THEN, THEN HOA VÀ TRỤC ĐỊNH HÌNH

9.1. Mối ghép then

9.1.1. Giới thiệu mối ghép then

Mối ghép then dùng để cố định các chi tiết máy trên trục theo phương tiếp tuyến, truyền tải trọng từ trục đến chi tiết máy lắp trên trục và ngược lại. Ví dụ: dùng để ghép bánh răng, bánh vít, bánh đai, bánh đà, đĩa xích trên trục.



***Hình 9-1**: Mối ghép then bằng*

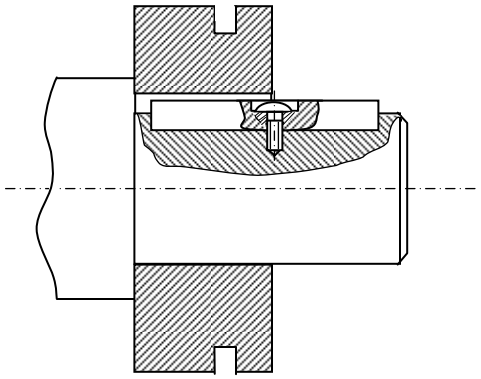
Các mối ghép then thường dùng trong thực tế:

+ Mối ghép then bằng, biểu diễn trên Hình 9-1, dùng để cố định bạc theo phương tiếp tuyến.

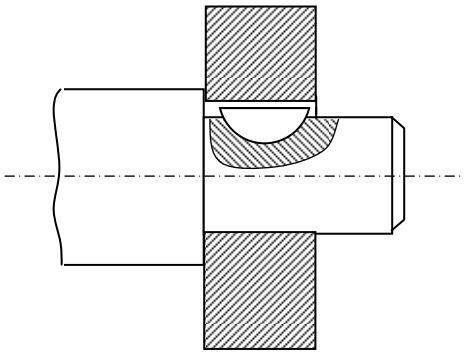
+ Mối ghép then dẫn hướng, như

trên Hình 9-2. Then vừa truyền mô men xoắn, vừa dẫn hướng cho bạc di chuyển dọc trục.

+ Mối ghép then bán nguyệt, trên Hình 9-3. Khi trục bị uốn cong, bạc và then không bị xoay theo.



***Hình 9-2**: Mối ghép then dẫn hướng*

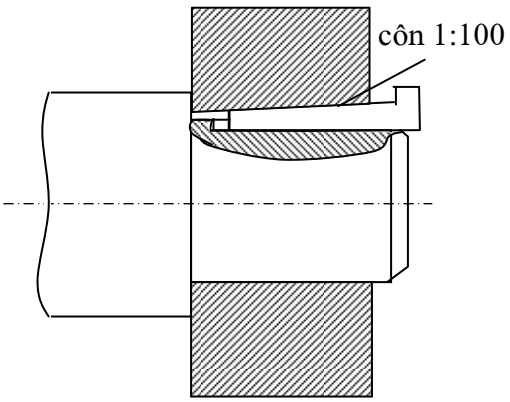


***Hình 9-3**: Mối ghép then bán nguyệt*

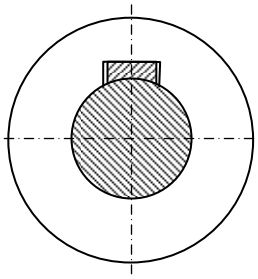
+ Mối ghép then vát, biểu diễn trên Hình 9-4. Then có một mặt côn, chêm vào rãnh then trên trục và trên bạc. Mối ghép cố định bạc trên trục theo phương tiếp tuyến và phương dọc trục.

+ Mối ghép then ma sát, trình bày trên Hình 9-5. Then ma sát có hình dạng gần giống như then vát, một mặt côn, một mặt trụ ôm lấy trục, trên trục không có rãnh then.

+ Mối ghép then tiếp tuyến.



***Hình 9-4**: Mối ghép then vát*



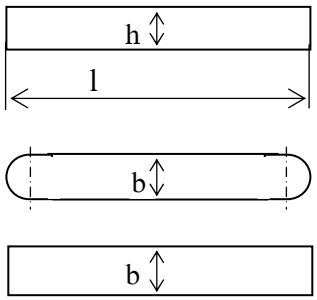
***Hình 9-5**: Mối ghép then ma sát*

Các mối ghép then được chia làm hai nhóm. Các nhóm có cách lắp ghép và nguyên lý liên kết khác nhau:

- Then ghép lỏng, bao gồm: then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt. Then nằm trong rãnh then trên trục và trên bạc, đóng vai trò một cái chốt ngăn cản chuyển động xoay tương đối giữa trục và bạc.
- Then ghép căng, bao gồm: then vát, then ma sát, then tiếp tuyến. Then ghép căng tạo nên áp suất lớn trên bề mặt tiếp xúc giữa bạc và trục, tạo lực ma sát. Lực ma sát là lực liên kết, cản trở sự trượt tương đối giữa bạc và trục.

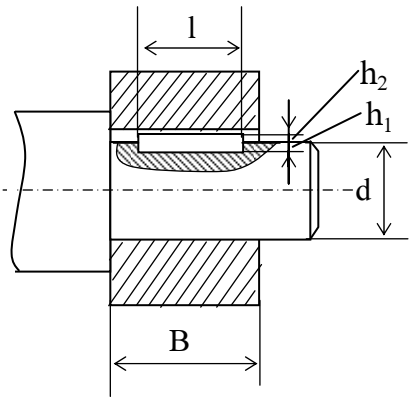
Chương này tập trung giới thiệu then ghép lỏng, đặc biệt là mối ghép then bằng, vì nó được dùng nhiều hơn cả.

Mối ghép then bằng bao gồm chi tiết bạc (hay mayơ) 1, chi tiết trục 2, và then 3 (Hình 9-1). Then là chi tiết quan trọng, dùng để liên kết trục và bạc.



***Hình 9-6**: Then đầu tròn và then đầu bằng*

- Trên bạc có rãnh then, được gia công bằng phương pháp xọc, hoặc bào.
- Rãnh then trên trục được gia công bằng dao phay ngón, hoặc dao phay đĩa. Rãnh then được gia công bằng dao phay đĩa ít gây tập trung ứng suất hơn so với gia công bằng dao phay ngón.
- Then thường làm bằng kim loại, dưới dạng thanh thẳng, tiết diện ngang là hình chữ nhật b×h. Tiết diện then được tiêu chuẩn hóa, then bằng bình thường theo TCVN 2261-77, then bằng cao theo TCVN 2218-86, và được chọn tùy theo đường kính trục. Chiều dài l của then được chọn tùy thuộc vào chiều dài của chi tiết máy lắp trên trục (mayơ).
- Then bằng có hai loại (Hình 9-6), loại đầu tròn thường lắp với rãnh then gia công bằng dao phay ngón, loại đầu bằng lắp với rãnh then được gia công bằng dao phay đĩa.



***Hình 9-7**: Kích thước của Mối ghép then bằng*

9.1.2. Các kích thước chủ yếu của mối ghép then bằng

Kết cấu của mối ghép then bằng được xác định qua một số kích thước chủ yếu sau:

- Đường kính của trục, ký hiệu là d, mm.
- Chiều rộng của bạc, ký hiệu là B, mm.
- Chiều dài của then, ký hiệu là l, mm. Thường lấy chiều dài l = 0,8.B.
- Chiều rộng của then, ký hiệu là b, mm.
- Chiều cao của then, h, mm. Chiều cao then nằm trong rãnh trên trục là h_1, nằm trong rãnh trên bạc là h_2. Mối ghép thường sử dụng có $h_1 \geq h_2$.
- Chiều sâu rãnh then trên trục lấy bằng h_1, chiều sâu rãnh then trên bạc lấy lớn hơn h_2 một lượng từ (0,5 ÷ 3) mm, tùy theo giá trị của h.
- Thông thường then lắp với rãnh trên trục theo kiểu lắp N9/h9, trường hợp sản xuất đơn chiếc có thể dùng kiểu lắp P9/h9.
- Thông thường then lắp với rãnh trên bạc theo kiểu lắp J_S9/h9, trong trường hợp l > 2.d nên dùng kiểu lắp D10/h9.

***Bảng 9-1**: Kích thước tiết diện then*

Đường kính trục d, mm	Chiều rộng b	Chiều cao h
14 ÷ 18	5	5
19 ÷ 24	6	6
25 ÷ 30	8	7
31 ÷ 36	10	8
37 ÷ 42	12	8

Để đảm bảo sức bền đều cho trục và then, kích thước b và h phải chọn theo đường kính d. Ví dụ như trên Bảng 9-1 cho giá trị của kích thước chiều rộng b và chiều cao h của then theo đường kính d của trục:

9.1.3. Tính mối ghép then bằng

- Khi mối ghép chịu tải, then có thể bị hỏng do dập bề mặt tiếp xúc của then và các rãnh then, hoặc cắt đứt then qua tiết diện b×l.
- Điều kiện để tránh các dạng hỏng của mối ghép then là:

$$\sigma_d \leq [\sigma_d], \quad \text{và } \tau_c \leq [\tau_c] \qquad (9\text{-}1)$$

- σ_d: ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc giữa then và rãnh trên bạc được xác định theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2K.T}{d.l.h_2} \quad (9\text{-}2)$$

Trong đó: K là hệ số tải trọng, có thể lấy k = 1÷ 1,3

T là mô men xoắn tác dụng lên mối ghép, Nmm.

- $[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép, giá trị của $[\sigma_d]$ có thể chọn như sau:
  Then trong hộp giảm tốc, làm việc với chế độ nặng, lấy 50 ÷ 70 MPa.
  Then trong hộp giảm tốc, làm việc với chế độ trung bình, lấy 130 ÷ 180 MPa.
- τ_c là ứng suất cắt trên tiết diện then, ứng suất cắt được xác định theo công thức:

$$\tau_c = \frac{2.K.T}{d.l.b} \quad (9\text{-}3)$$

- $[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép, giá trị của nó được chọn như sau:
  Khi mối ghép chịu tải trọng tĩnh, lấy $[\tau_c]$ = 130 MPa.
  Khi mối ghép chịu tải trọng va đập nhẹ, lấy $[\tau_c]$ = 90 MPa.
  Khi mối ghép chịu tải trọng va đập mạnh, lấy $[\tau_c]$ = 50 MPa.

Bài toán kiểm tra mối ghép then bằng được thực hiện như sau:

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_d]$ và $[\tau_c]$.

+ Tính ứng suất dập σ_d và ứng suất cắt τ_c theo công thức 9-2 và 9-3.

+ So sánh giá trị σ_d với $[\sigma_d]$ và τ_c với $[\tau_c]$, rút ra kết luận.

Bài toán thiết kế mối ghép then bằng được thực hiện như sau:

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_d]$ và $[\tau_c]$.

+ chọn kích thước b và h của then theo đường kính trục d.

+ Giả sử chỉ tiêu $\tau_c \le [\tau]$ thỏa mãn, kết hợp với công thức 9-3 ta tính được

$$l_{ct} \ge \frac{KF}{d.b.[\tau_c]} \quad (9\text{-}4)$$

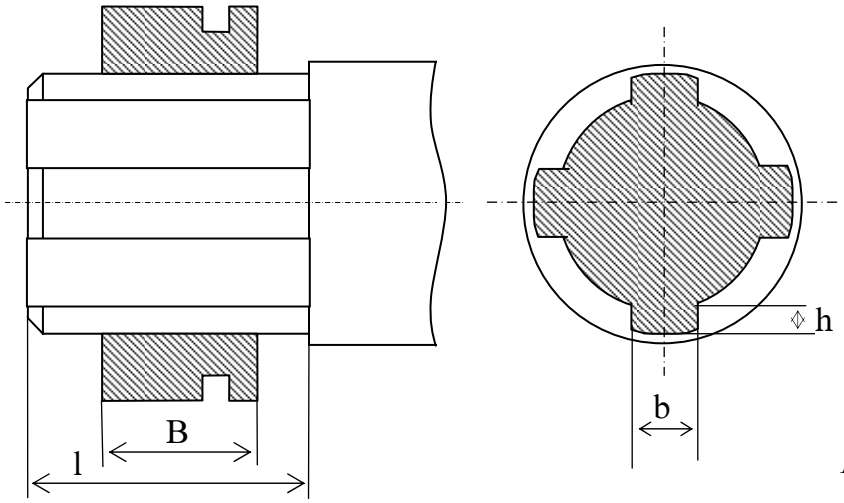
Nếu $l_{ct} \le 0,8B$, ta lấy chiều dài then l = 0,8B.
Nếu $0,8B < l_{ct} \le 1,4B$, ta làm hai then, chiều dài một then là $l_1 = 0,8B$.
Nêu $l_{ct} > 1,4B$, không nên dùng mối ghép then, nên dùng mối ghép then hoa.

+ Tính ứng suất dập theo công thức 9-2, so sánh với ứng suất dập cho phép, xem mối ghép có đủ sức bền dập hay không. Nếu không đủ, phải điều chỉnh lại kích thước của then.

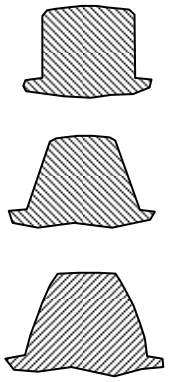
9.2. Mối ghép then hoa

9.2.1. Giới thiệu mối ghép then hoa

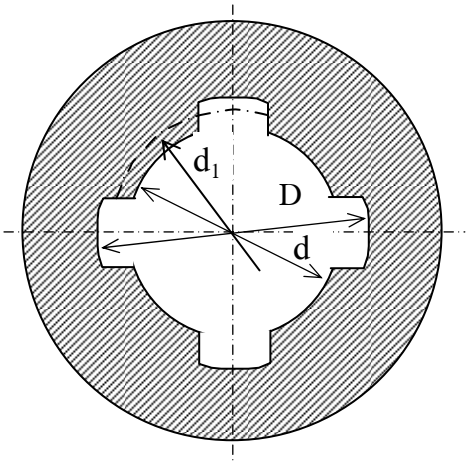
- Có thể coi mối ghép then hoa như một mối ghép then bằng gồm có nhiều then làm liền với trục. Mối ghép then hoa thường dùng khi tải trọng lớn, yêu cầu độ đồng tâm giữa trục và bạc cao, hoặc cần di trượt bạc dọc trục (Hình 9-8).
- Trục có z then phân bố đều trên chu vi, có hình dạng giống như bông hoa, nên được gọi là trục then hoa. Tiết diện ngang của then trên trục có thể là hình chữ nhật, hình thang, hoặc hình răng thân khai (Hình 9-9).



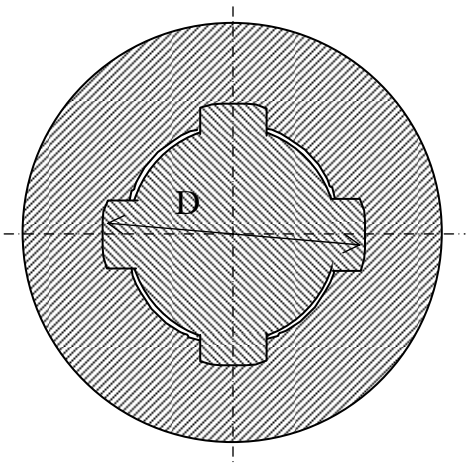
***Hình 9-8**: Mối ghép then hoa*



***Hình 9-9**: Các dạng tiết diện của then*



***Hình 9-10**: Bạc then hoa*



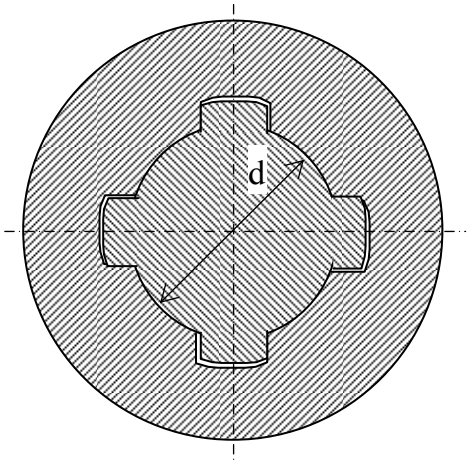
***Hình 9-11**: định tâm theo đường kính ngoài D*

- Bạc then hoa có z rãnh then, tương ứng với trục then hoa, hình dạng mặt cắt ngang của rãnh giống như hình dạng tiết diện then (Hình 9-10).
- Tạo mối ghép bằng cách lồng bạc then hoa vào trục then hoa. Để đảm bảo độ đồng tâm giữa trục và bạc then hoa, có thể thực hiện theo 3 cách sau:

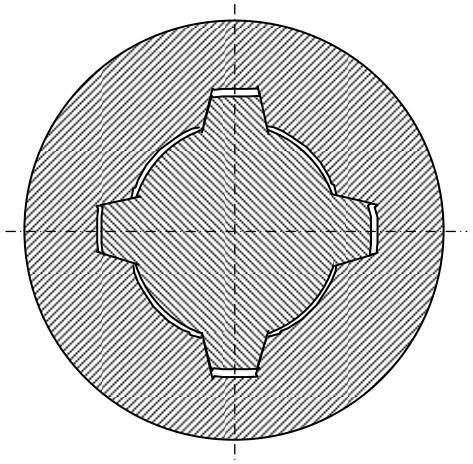
  + Định tâm theo đường kính ngoài D. Mặt trụ đường kính D được gia công chính xác cao, giữa hai mặt không có khe hổ (Hình 9-11). Do kích thước D lớn hơn d nên dễ đạt độ chính xác đồng tâm cao. Nhưng rãnh then trên may ơ không mài được. Do đó kiểu định tâm này không dùng được khi may ơ cần có độ rắn bề mặt cao. Tải trọng phân bố trên các then không đều nhau.

  + Định tâm theo đường kính trong d. Mặt trụ có đường kính d được gia công chính xác, giữa hai mặt không có khe hổ (Hình 9-12). Kiểu này đạt được độ chính xác đồng tâm tương đối cao. Rãnh trên trục có thể mài, do đó phương pháp này có thể dùng ngay cả khi yêu cầu độ rắn bề mặt của trục và bạc then hoa cao. Tải trọng phân bố không đều trên các then. Kiểu định tâm này được dùng khá phổ biến trong thực tế.

  + Định tâm theo cạnh bên. Mặt bên của then tiếp xúc với rãnh then, giữa các mặt trụ có đường kính D, đường kính d có khe hổ (Hình 9-13). Độ chính xác đồng tâm giữa trục và bạc không cao. Cần phải đảm bảo chính xác bước then, do đó tải trọng phân bố đều trên các then. Kiểu định tâm này dùng khi mối ghép chịu tải trọng lớn, yêu cầu độ chính xác đồng tâm không cao.



***Hình 9-12**: Định tâm bằng mặt tru trong, đường kính d*



***Hình 9-13**: Định tâm theo mặt bên của then*

9.2.2. Kích thước chủ yếu của mối ghép then hoa

Then hoa là chi tiết máy được tiêu chuẩn hóa, các kích thước tính theo đường kính d, và có thể tra trong các sổ tay thiết kế cơ khí. Các kích thước chủ yếu của mối ghép gồm (Hình 9-8 và 9-10):

- Đường kính trong của trục then hoa, ký hiệu là d, mm.
- Đường kính ngoài của trục then hoa ký hiệu là D, mm.
- Đường kính trung bình của trục then hoa d_1, $d_1 = (d+D)/2$.
- Chiều rộng của mayơ, ký hiệu là B, mm.
- Chiều dài của trục then hoa l, thường lớn hơn hoặc bằng chiều rộng B của bạc.
- Số then trên trục z.
- Kích thước tiết diện then, gồm chiều cao then h và chiều rộng then b.
- Chiều rộng của mayơ, ký hiệu là B, mm.

Kiểu lắp của mối ghép then hoa trên bản vẽ được ghi như sau:

Ví dụ, kiểu lắp then hoa và bạc ghi: $D - 8 \times 52 \times 58\frac{H7}{f7} \times 10\ \frac{F8}{f7}$,

Trong đó:

+ Chữ D biểu thị bề mặt định tâm theo đường kính ngoài D; nếu định tâm theo đường kính trong d thì ghi chữ d, nếu định tâm theo chiều rộng then b, ghi chữ b.

+ Số 8 biểu thị số then trên trục then hoa z = 8.

+ Số 52 biểu thị giá trị đường kính trong d = 52mm, nếu định tâm theo đường kính trong thì cần ghi kèm theo kiểu lắp.

+ Số 58 biểu thị đường kính ngoài D = 58mm, kèm theo kiểu lắp giữa đường kính ngoài của trục then hoa với bạc then hoa.

+ Số 10 biểu thị chiều rộng b = 10mm, kèm theo kiểu lắp với rãnh then trên bạc.

9.2.3. Tính mối ghép then hoa

- Khi chịu tải trọng, mối ghép then hoa thường bị hỏng do dập bề mặt tiếp xúc giữa then và rãnh trên bạc. Đối với các mối ghép có bạc di trượt dọc trục, các bề mặt tiếp xúc còn bị mòn.
- Để hạn chế các dạng hỏng, mối ghép then hoa được tính toán theo chỉ tiêu:

$$\sigma_d \le [\sigma_d]$$

- σ_d là ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc của then và rãnh. σ_d được tính theo công thức: $$\sigma_d = \frac{2T}{d_1.z.B.h_t.\psi}$$

  Trong đó: T là mô men xoắn trên trục, Nmm.

  ψ là hệ số kể đến phân bố tải không đều cho các then, lấy $\psi = 0,7 \div 0,8$.

  Thông thường phần chiều dài tiếp xúc của then bằng chiều rộng bạc B.

- $[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép. Giá thị của $[\sigma_d]$ được chọn trong bảng, phụ thuộc vào vật của trục và bạc, phương pháp nhiệt luyện, chế độ làm việc, và bạc cố định hay di động dọc trục.

Kiểm tra bền mối ghép then hoa được thực hiện như sau:

+ Xác định ứng suất dập cho phép $[\sigma_d]$,

+ Tính ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc σ_d,

+ So sánh giá trị của σ_d với $[\sigma_d]$, rút ra kết luận.

Thiết kế mối ghép then hoa được thực hiện như sau:

+ Xác định ứng suất dập cho phép $[\sigma_d]$,

+ Chọn tiết diện then theo kích thước đường kính trục d,

+ Chọn chiều dài tiếp xúc của then bằng chiều rộng của bạc B,

+ Giả sử chỉ tiêu $\sigma_d \le [\sigma_d]$ thỏa mãn, ta tính được số then z cần thiết.

+ Vẽ kết cấu của mối ghép, chọn chiều dài then l, cách định tâm.

9.3. Mối ghép trục định hình

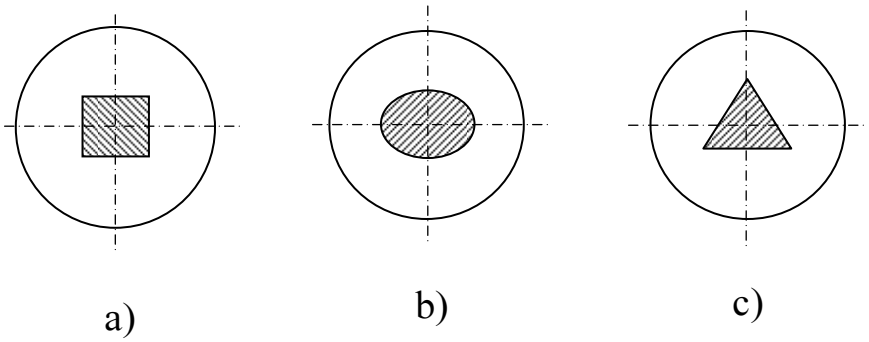
Mối ghép trục định hình được tạo thành bằng cách lắp trục có tiết diện không tròn vào lỗ trên mayơ có hình dạng và kích thước tương ứng. Do tiết diện không tròn nên trục không xoay tương đối được so với bạc.

Thường dùng trục có tiết diện hình vuông (Hình 9-14, a), hình ô van (Hình 9-14, b), hoặc hình tam giác (Hình 9-14, c).

Có thể dễ dàng gia công trục có tiết diện không tròn. Nhưng gia công lỗ có tiết diện không tròn đạt độ chính xác cao sẽ rất khó khăn. Do đó khó đảm bảo độ đồng tâm giữa bạc và trục trong mối ghép trục định hình.

Bề mặt tiếp xúc giữa trục và lỗ của bạc khá lớn, nên mối ghép chịu được tải trọng nặng, tải va đập. Để tăng diện tích tiếp xúc, tăng khả năng tải của mối ghép,

người ta dùng trục định hình côn (Hình 9-15). Khi xiết chặt đai ốc, sẽ tạo nên áp suất ban đầu trên bề mặt tiếp xúc.



***Hình 9-14**: Mối ghép trục định hình*

Dạng hỏng chủ yếu của mối ghép trục định là dập bề mặt tiếp xúc giữa trục và lỗ. Mối ghép cũng được tính toán theo chỉ tiêu $\sigma_d \le [\sigma_d]$.

Giá trị của ứng suất dập cho phép $[\sigma_d]$ có thể tra trong các sổ tay thiết kế, hoặc lấy tương tự như ứng suất dập cho phép của mối ghép then hoa.

Ứng suất σ_d sinh ra trên bề mặt tiếp xúc có thể tính gần đúng theo công thức sau:

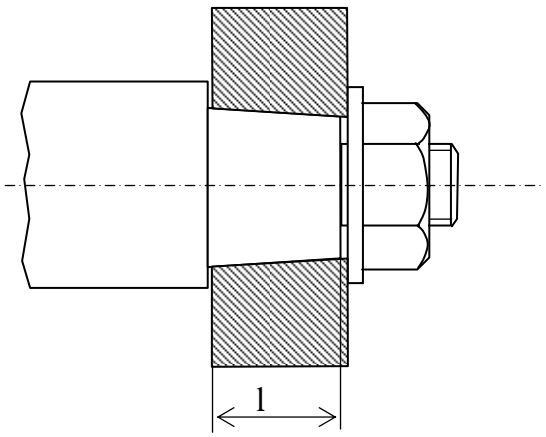
$$\sigma_d = \frac{2.T}{d_{bao}^2.l}$$

Trong đó: T là mô men xoắn tác dụng lên mối ghép.

l là chiều dài của mặt tiếp xúc giữa trục và bạc.

d_{bao} là đường kính vòng tròn ngoại tiếp của tiết diện trục định hình.

Trường hợp trục côn, lấy đường kính d_{bao} của vòng tròn ứng với tiết diện trung bình của mặt côn.



***Hình 9-15**: Trục định hình côn*

CHƯƠNG X

PHÂN TÍCH CHỌN MỐI GHÉP

Trên cơ sổ đã nghiên cứu các mối ghép về kết cấu, phương pháp gia công lắp ráp, nguyên tắc liên kết, các dạng hỏng và tính toán thiết kế; trong chương này chúng ta so sánh các mối ghép với nhau, xác định ưu nhược điểm, phạm vi sử dụng của từng mối ghép. Đây là tư liệu cần thiết để phân tích lựa chọn loại mối ghép, khi chúng ta muốn ghép các chi tiết máy với nhau.

10.1. Mối ghép ren

10.1.1. Ưu điểm

- Dễ tháo lắp, không làm hỏng các chi tiết máy ghép và tấm ghép.
- Chi tiết máy có ren được tiêu chuẩn hóa cao, thuận tiện cho việc thay thế, sửa chữa nhanh chóng, tốn ít công sức.
- Có thể lắp ghép được các tấm ghép có vật liệu bất kỳ.

10.1.2. Nhược điểm

- Mối ghép nặng nề, nhất là trường hợp dùng nhiều bu lông trong một mối ghép.
- Có tập trung ứng suất ở chân ren, nên chịu tải trọng va đập kém.
- Tốn vật liệu khi tạo mối ghép, do khi gia công lỗ phải bỏ vật liệu đi.
- Tạo mối ghép vít, vít cấy tương đối phức tạp, tốn công sức.

10.1.3. Phạm vi sử dụng

- So với hàn và đinh tán, mối ghép ren được dùng nhiều hơn cả. Được dùng rộng rãi trong các loại máy khác nhau.
- Dùng cho mối ghép phải tháo lắp nhiều lần trong quá trình sử dụng.
- Dùng lắp ghép các tấm ghép bằng vật liệu không chịu được nhiệt độ cao, vật liệu kém bền.
- Dùng lắp ghép khi một tấm ghép có chiều dày quá lớn.

10.2. Mối ghép đinh tán

10.2.1. Ưu điểm

- Mối ghép đinh tán chắc chắn, chịu được tải trọng va đập, tải rung động.
- Dễ quan sát kiểm tra chất lượng của mối ghép.
- Ít làm hỏng các chi tiết máy được ghép khi cần tháo rời mối ghép.
- Có thể lắp ghép các tấm ghép bằng vật liệu phi kim loại.

10.2.2. Nhược điểm

- Tốn vật liệu, gia công lỗ sau đó lại điền đầy bằng vật liệu đinh tán.
- Chế tạo mối ghép phức tạp, giá thành chế tạo mối ghép cao.
- Kích thước của mối ghép tương đối cồng kềnh, khối lượng lớn.

10.2.3. Phạm vi sử dụng

- Do sự phát triển của ngành hàn, chất lượng của mối hàn ngày càng cao, nên phạm vi sử dụng của đinh tán đang dần bị thu hẹp.
- Thường dùng trong những mối ghép đặc biệt quan trọng, những mối ghép chịu tải trọng rung động hoặc va đập.

- Dùng trong các mối ghép không được phép đốt nóng tấm ghép.
- Dùng trong mối ghép cố định, các tấm ghép bằng vật liệu chưa hàn được.

10.3. Mối ghép hàn

10.3.1. Ưu điểm

- Mối hàn có khối lượng, kích thước nhỏ, hình dáng đẹp.
- Tiết kiệm được kim loại. So với mối ghép đinh tán tiết kiệm được 15÷20%.
- Tiết kiệm được công sức, giảm được gía thành gia công. Công nghệ hàn dễ tự động hóa, có năng xuất cao.
- Dùng hàn để tạo nên chi tiết máy gồm nhiều kim loại khác nhau, sử dụng hợp lý vật liệu, đảm bảo điều kiện bền đều của các phần trên chi tiết máy.
- Dễ dàng hồi phục các chi tiết máy bị hỏng do sứt mẻ, gẫy hoặc mòn.

10.3.2. Nhược điểm

- Cần phải có thiết bị hàn và thiết bị kiểm tra, tương đối đắt tiền.
- Chất lượng mối hàn phụ thuộc rất nhiều vào trình độ tay nghề của công nhân hàn. Nên khó kiểm soát chất lượng của mối hàn.
- Khó kiểm tra đánh giá chính xác chất lượng mối hàn, khó phát hiện các khuyết tật bên trong.
- Không hàn được các vật liệu phi kim loại.
- Các tấm ghép bị nung nóng, biến dạng nhiệt, dễ bị cong vênh, có thể làm thay đổi cấu trúc kim loại của tấm ghép.

10.3.3. Phạm vi sử dụng

- Mối hàn ngày càng được dùng rộng rãi trong ngành chế tạo máy, đóng tầu, sản xuất nồi hơi, bình chứa.
- Sử dụng trong các công trình xây dựng, kể cả xây dựng cầu.
- Dùng để khôi phục các chi tiết máy bị hỏng. Những chi tiết máy bị mòn, có thể hàn đắp, sau đó gia công cơ.

10.4. Mối ghép độ dôi

10.4.1. Ưu điểm

- Chịu được tải trọng lớn và tải trọng va đập.
- Dễ đảm bảo độ đồng tâm giữa chi tiết trục và bạc lắp trên trục.
- Kết cấu đơn giản, chế tạo nhanh, giá thành hạ.

10.4.2. Nhược điểm

- Lắp và tháo phức tạp, có thể làm hỏng bề mặt các chi tiết máy ghép.
- Khó xác định chính xác khả năng tải của mối ghép, vì nó phụ thuộc vào hệ số ma sát và độ dôi.
- Khả năng tải của mối ghép không cao.

10.4.3. Phạm vi sử dụng

- Dùng trong mối ghép ổ lăn lên trục, đĩa tuabin trên trục.
- Dùng ghép các phần của trục khủyu, lắp ghép vành răng bánh vít với mayơ.
- Dùng kết hợp với mối ghép then để lắp bánh răng, bánh vít, bánh đai, đảm bảo độ đồng tâm cao.

10.5. Mối ghép then, then hoa và trục định hình

10.5.1. Ưu điểm

- Mối ghép then chế tạo đơn giản, giá thành hạ, tháo lắp dễ dàng.
- Mối ghép then ma sát đảm bảo an toàn cho các chi tiết máy khi quá tải.
- Mối ghép then bán nguyệt có thể tùy động thích ứng với độ nghiêng của rãnh mayơ để mối ghép làm việc bình thường.
- Mối ghép then hoa dễ đảm bảo độ đồng tâm giữa bạc và trục, khả năng tải cao hơn so với mối ghép then.
- Mối ghép trục định hình chịu được tải trọng va đập, rung động.

10.5.2. Nhược điểm

- Mối ghép then gây tập trung ứng suất trên trục, nhất là khi gia công bằng dao phay ngón. Khả năng tải của mối ghép then không cao.

- Mối ghép then bằng, đặc biệt là then bán nguyệt làm yếu trục đi nhiều.
- Mối ghép then vát và then ma sát thường gây nên độ lệch tâm giữa bạc và trục.
- Mối ghép then hoa chế tạo phức tạp, cần có dụng cụ và thiết bị chuyên dùng để gia công, giá thành cao. Tải trọng phân bố không đều trên các then của then hoa.
- Mối ghép trục định hình, gia công lỗ không tròn khó đạt được độ chính xác cao. Do đó độ đồng tâm giữa trục và bạc không cao.

10.5.3. Phạm vi sử dụng

- Mối ghép then, đặc biệt là then bằng được dùng để lắp ghép các chi tiết máy trên trục, như bánh răng, bánh vít, bánh đai, đĩa xích.
- Khi vừa truyền mô men xoắn vừa di trượt các chi tiết máy dọc trục nên dùng mối ghép then hoa. Ví dụ, lắp các bánh răng trong hộp số, lắp ly hợp trên trục.
- Khi cần truyền tải trọng lớn, và cần độ đồng tâm giữa trục và bạc cao, nên dùng mối ghép then hoa.
- Mối ghép trục định hình thường dùng để lắp các tay quay, hoặc lắp các chi tiết máy lên trục quay chậm.

PHẦN THỨ BA

CÁC CHI TIẾT MÁY TRUYỀN ĐỘNG

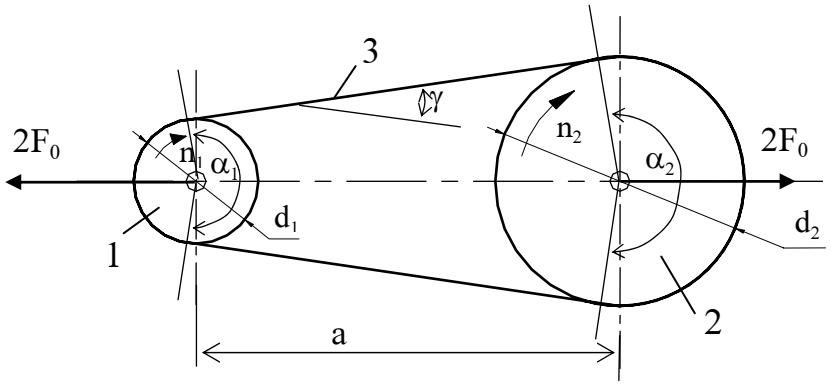
CHƯƠNG XI

BỘ TRUYỀN ĐAI

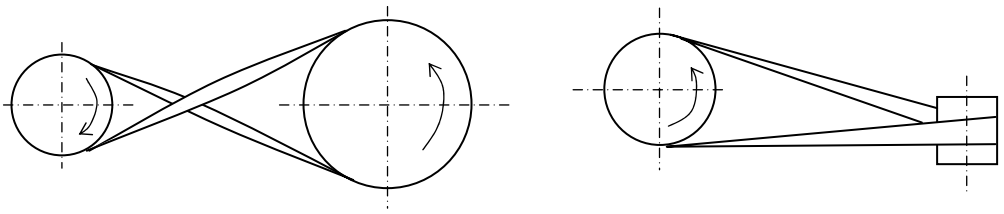
11.1. Những vấn đề chung

11.1.1. Giới thiệu bộ truyền đai

- Bộ truyền đai thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song và quay cùng chiều (Hình 11-1), trong một số trường hợp có thể truyền chuyển động giữa các trục song song quay ngược chiều - truyền động đai chéo, hoặc truyền giữa hai trục chéo nhau - truyền động đai nửa chéo (Hình 11-2).



***Hình 11-1**: Bộ truyền đai thông thường*



***Hình 11-2**: Bộ truyền đai chéo và nửa chéo*

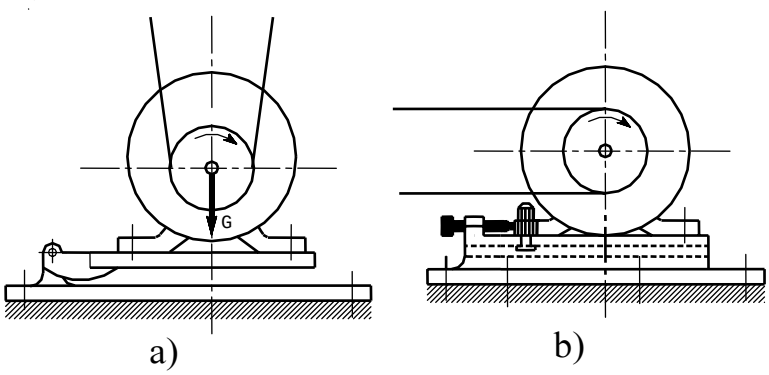
- Bộ truyền đai thông thường gồm 4 bộ phận chính:

  + Bánh đai dẫn số 1, có đường kính d_1, được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men xoắn trên trục T_1.

  + Bánh đai bị dẫn số 2, có đường kính d_2, được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2, công suất truyền động P_2, mô men xoắn trên trục T_2.

  + Dây đai 3, mắc vòng qua hai bánh đai.

  + Bộ phận căng đai, tạo lực căng ban đầu $2F_0$ kéo căng hai nhánh đai. Để tạo lực căng F_0, có thể dùng trọng lượng động cơ (Hình 11-3, a), dùng vít đẩy (Hình 11-3, b), hoặc dùng bánh căng đai.



***Hình 11-3**: Bộ phận căng đai*

- Nguyên lý làm việc của bộ truyền đai: dây đai mắc căng trên hai bánh đai, trên bề mặt tiếp xúc của dây đai và bánh đai có áp suất, có lực ma sát F_{ms}. Lực ma sát cản trở chuyển động trượt tương đối giữa dây đai và bánh đai. Do đó khi bánh dẫn quay sẽ kéo dây đai chuyển động và dây đai lại kéo bánh bị dẫn quay. Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ lực ma sát giữa dây đai và các bánh đai.

11.1.2. Phân loại bộ truyền đai

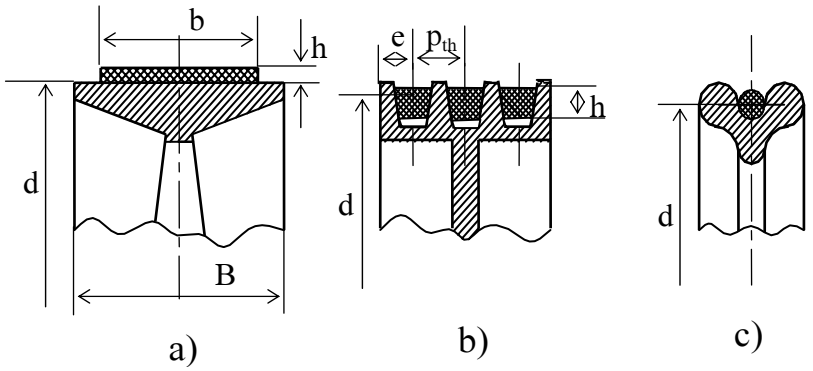
Tùy theo hình dạng của dây đai, bộ truyền đai được chia thành các loại:

- Đai dẹt, hay còn gọi là đai phẳng. Tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai (Hình 11-4, a).

  Kích thước b và h của tiết diện đai được tiêu chuẩn hóa. Giá trị chiều dầy h thường dùng là 3 ; 4,5 ; 6 ; 7,5 mm. Giá trị chiều rộng b thường dùng 20 ; 25 ; 32 40 ; 50 ; 63 ; 71 ; 80 ; 90 ; 100 ; .... mm.

  Vật liệu chế tạo đai dẹt là: da, sợi bông, sợi len, sợi tổng hợp, vải cao su. Trong đó đai vải cao su được dùng rộng rãi nhất.

  Đai vải cao su gồm nhiều lớp vải bông và cao su sunfua hóa. Các lớp vải chụi tải trọng, cao su dùng để liên kết, bảo vệ các lớp vải, và tăng hệ số ma sát với bánh đai.



***Hình 11-4**: Bộ truyền đai dẹt, đai thang, đai tròn*

  Đai vải cao su được chế tạo thành cuộn, người thiết kế cắt đủ chiều dài cần thiết và nối thành vòng kín. Đai được nối bằng cách may, hoặc dùng bu lông kẹp chặt.

  Đai sợi tổng hợp được chế tạo thành vòng kín, do đó chiều dài của đai cũng được tiêu chuẩn hóa.

- Đai thang, tiết diện đai hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền (Hình 11-4, b).

Vật liệu chế tạo đai thang là vải cao su. Gồm lớp sợi xếp hoặc lớp sợi bện chịu kéo, lớp vải bọc quanh phía ngoài đai, lớp cao su chịu nén và tăng ma sát. Đai thang làm việc theo hai mặt bên.

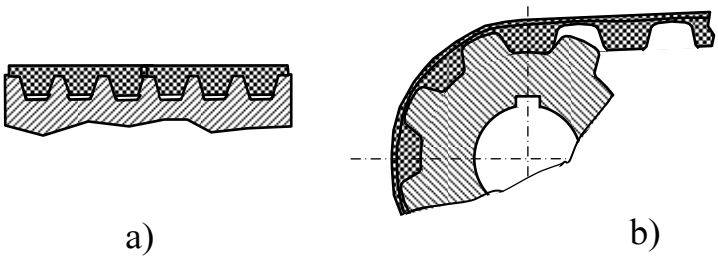
Hình dạng và diện tích tiết diện đai thang được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210-79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB.

Đai thang được chế tạo thành vòng kín, chiều dài đai cũng được tiêu chuẩn hóa. Bộ truyền đai thang thường dùng có chiều dài: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000,... mm.

- Đai tròn, tiết diện đai hình tròn, bánh đai có rãnh hình tròn tương ứng chứa dây đai (Hình 11-4, c). Đai tròn thường dùng để truyền công suất nhỏ.

- Đai hình lược, là trường hợp đặc biệt của bộ truyền đai thang. Các đai được làm liền nhau như răng lược (Hình 11-5, a). Mỗi răng làm việc như một đai thang. Số răng thường dùng 2÷20, tối đa là 50 răng. Tiết diện răng được tiêu chuẩn hóa.

  Đai hình lược cũng chế tạo thành vòng kín, trị số tiêu chuẩn của chiều dài tương tự như đai thang.



***Hình 11-5**: Bộ truyền đai hình lược, đai răng*

- Đai răng, là một dạng biến thể của bộ truyền đai. Dây đai có hình dạng gần giống như thanh răng, bánh đai có răng gần giống như bánh răng. Bộ truyền đai răng làm việc theo nguyên tắc ăn khớp là chính, ma sát là phụ, lực căng trên đai khá nhỏ (Hình 11-5, b).

  Cấu tạo của đai răng bao gồm các sợi thép bện chịu tải, nền và răng bằng cao su hoặc chất dẻo.

  Thông số cơ bản của đai răng là mô đun m, mô đun được tiêu chuẩn hóa, gía trị tiêu chuẩn của m: 1 ; 1,5 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5 ; 7 ; 10 mm. Dây đai răng được chế tạo thành vòng kín. Giá trị tiêu chuẩn của chiều dài đai tương tự như đai hình thang.

Trên thực tế, bộ truyền đai dẹt và đai thang được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy, trong chương này chủ yếu trình bày bộ truyền đai dẹt và đai thang.

11.1.3. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền đai

- Số vòng quay trên trục dẫn, ký hiệu là n_1, trên trục bị dẫn n_2; v/ph.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, $u = n_1 / n_2$.
- Công suất trên trục dẫn, ký hiệu là P_1, công suất trên trục bị dẫn P_2; kW.
- Hiệu suất truyền động η, $\eta = P_2 / P_1$.
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_1, trên trục bị dẫn T_2; Nmm.
- Vận tốc vòng của bánh dẫn v_1, bánh bị dẫn v_2, vận tốc dài của dây đai $v_đ$; m/s.
- Hệ số trượt ξ, $\xi = (v_1 - v_2) / v_1$.
- Thời gian phục vụ của bộ truyền, còn gọi là tuổi bền của bộ truyền t_b; h.
- Lực căng đai ban đầu trên mỗi nhánh đai F_0; N.
- Lực vòng tác dụng lên đai, còn gọi là lực căng có ích F_t; N. $F_t = 2T_1 / d_1$.
- Hệ số kéo ψ, $\psi = F_t/(2F_0)$.
- Yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.
- Chế độ làm việc.

11.1.4. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền đai

- Đường kính tính toán của bánh đai dẫn d_1, của bánh bị dẫn d_2; mm. Là đường kính của vòng tròn tiếp xúc với lớp trung hòa của dây đai. Lớp trung hoà của đai là lớp không bị kéo, mà cũng không bị nén khi dây đai vòng qua các bánh đai. $d_2 = d_1.u.(1-\xi)$.
- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm bánh đai dẫn và bánh bị dẫn; mm.
- Góc giữa hai nhánh dây đai γ; độ.
- Góc ôm của dây đai trên bánh dẫn α_1, trên bánh bị dẫn α_2; độ.

$$\alpha_1 = 180 - \gamma \;;\; \alpha_2 = 180^0 + \gamma \;;\; \gamma \cong 57^0.(d_2 - d_1) / a \qquad (11\text{-}1)$$

- Chiều dài dây đai L; mm. Được đo theo lớp trung hòa của dây đai. Quan hệ giữa chiều dài dây đai và khoảng cách trục a được xác định như sau:

$$L \approx 2a + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \qquad (11\text{-}2)$$

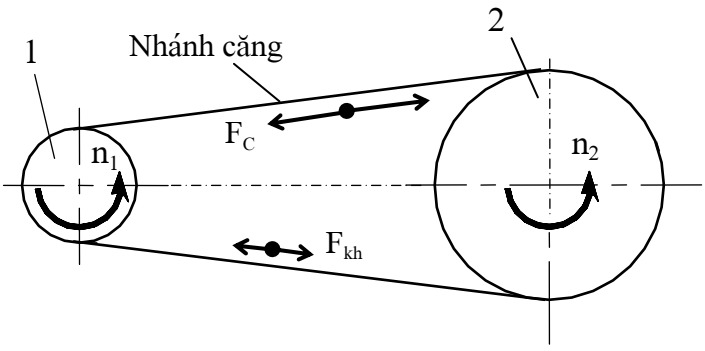
$$a = \frac{1}{4}\left\{ L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\} \qquad (11\text{-}3)$$

- Số dây đai trong bộ truyền đai hình thang, z.
- Diện tích tiết diện mặt cắt ngang của dây đai A; mm^2 (Hình 11-4).

  Đối với đai dẹt, $A = b \times h$. Với b là chiều rộng, h là chiều cao của tiết diện.
  Đối với đai thang, $A = A_0 \times z$. Với A_0 là diện tích tiết diện của một dây đai.
- Chiều rộng bánh đai B_1, B_2. Thông thường $B_1 = B_2$ bằng chiều rộng tính toán B.
  Đối với bánh đai dẹt, lấy $B = 1{,}1.b + (10 \div 15)$ mm.
  Đối với bánh đai thang, lấy $B = (z - 1).p_{th} + 2.e$ mm.

11.1.5. Lực tác dụng trong bộ truyền đai

- Khi chưa làm việc, dây đai được kéo căng bởi lực ban đầu F_0.
- Khi chịu tải trọng T_1 trên trục I và T_2 trên trục II, xuất hiện lực vòng F_t, làm một nhanh đai căng thêm, gọi là nhánh căng, và một bánh bớt căng đi (Hình 11-6).
  Lúc này lực căng trên nhánh căng: $F_c = F_0 + F_t/2$,
  lực căng trên nhánh không căng: $F_{kh} = F_0 - F_t/2$.
- Khi các bánh đai quay, dây đai bị ly tâm tách xa khỏi bánh đai. Trên các nhánh đai chịu thêm lực căng $F_v = q_m.v^2$, với q_m là khối lượng của 1 mét đai. Lực F_v còn có tác hại làm giảm lực ma sát giữa dây đai và các bánh đai.
  Lúc này trên nhánh đai căng có lực $F_c = F_0 + F_t/2 + F_v$
  trên nhánh đai không căng có lực $F_{kh} = F_0 - F_t/2 + F_v$



***Hình 11-6**: Lực trong bộ truyền đai*

- Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền đai là lực hướng tâm F_r, có phương vuông góc với đường trục bánh đai, có chiều kéo hai bánh đai lại gần nhau. Giá trị của F_r được tính như sau:

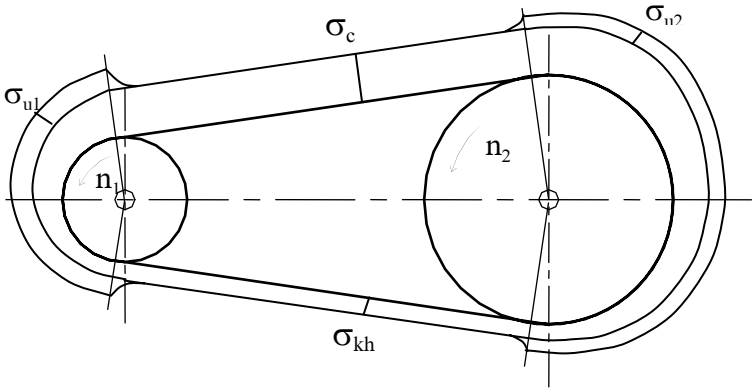
$$F_r = 2.F_0.\cos(\gamma/2). \qquad (11\text{-}4)$$

11.1.6. Ứng suất trong đai

- Dưới tác dụng của lực căng F_c, trên nhánh đai căng có ứng suất $\sigma_c = F_c/A$.
- Tương tự, trên nhánh đai không căng có $\sigma_{kh} = F_{kh}/A$. Đương nhiên $\sigma_{kh} < \sigma_c$.
- Ngoài ra, khi dây đai vòng qua bánh đai 1, nó bị uốn, trong đai có ứng suất uốn $\sigma_{u1} = E.h/d_1$. Trong đó E là mô đun đàn hồi của vật liệu đai.

- Tương tự, khi dây đai vòng qua bánh đai 2, trong đai có $\sigma_{u2} = E.h/d_2$. Ta nhận thấy $\sigma_{u2} < \sigma_{u1}$.

Sơ đồ phân bố ứng suất trong dây đai, dọc theo chiều dài của đai được trình bày trên Hình 11-7.



***Hình 11-7**: Sự phân bố ứng suất trong dây đai*

Quan sát sơ đồ ứng suất trong đai, ta có nhận xét:

- Khi bộ truyền làm việc, ứng suất tại một tiết diện của đai sẽ thay đổi từ giá trị $\sigma_{min} = \sigma_{kh}$ đến giá trị $\sigma_{max} = \sigma_c + \sigma_{u1}$. Như vậy dây đai sẽ bị hỏng do mỏi.
- Khi dây đai chạy đủ một vòng, ứng suất tại mỗi tiết diện của đai thay đổi 4 lần. Để hạn chế số chu kỳ ứng suất trong đai, kéo dài thời gian sử dụng bộ truyền đai, có thể khống chế số vòng chạy của đai trong một dây.
- Để cho σ_{u1} và σ_{u2} không quá lớn, chúng ta nên chọn tỷ lệ d_1/h trong khoảng từ $30 \div 40$.

11.1.7. Sự trượt trong bộ truyền đai

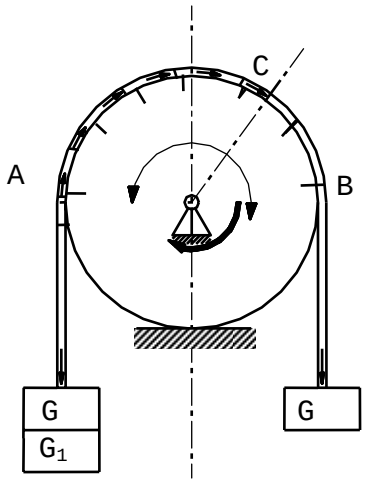
Thực hiện thí nghiệm trượt của đai như trên Hình 11-8:

Trọng lượng G của hai vật nặng tương đương với lực căng ban đầu F_0.

Dây đai dẫn đều và tiếp xúc với bánh đai trên cung AB. Giữ bánh đai cố định.

Đánh dấu vị trí tương đối giữa dây đai và bánh đai, bằng vạch màu.

Treo thêm vật nặng G_1 vào nhánh trái của dây đai, nhánh trái sẽ bị dãn dài thêm một đoạn. Các vạch màu giữa dây đai và bánh đai trên cung AC bị lệch nhau. Dây đai đã trượt trên bánh đai.



***Hình 11-8**: Thí nghiệm về trượt của đai*

Hiện tượng trượt này do dây đai biến dạng đàn hồi gây nên. Dây đai càng mềm, dãn nhiều trượt càng lớn. Được gọi là hiện tượng trượt đàn hồi của dây đai trên bánh đai. Cung AC gọi là cung trượt, cung CB không có hiện tượng trượt gọi là cung tĩnh. Lực F_{ms} trên cung AC vừa đủ cân bằng với trọng lượng G_1 của vật nặng.

Ta tăng dần giá trị của G_1 lên, thì điểm C tiến dần đến điểm B. Khi điểm C trùng với điểm B, lúc đó F_{ms} trên cung AB = G_1, đây là trạng thái tới hạn của dây đai, G_1 gọi là tải trọng giới hạn.

Tiếp tục tăng G_1, dây đai sẽ chuyển động về phía bên trái, trượt trên bánh đai. Đây là hiện tượng trượt trơn. Lúc này lực ma sát F_{ms} trên bề mặt tiếp xúc giữa dây đai và bánh đai không đủ lớn để giữ dây đai. $F_{ms} < G_1$.

Ta giảm giá trị G_1, sao cho F_{ms} trên cung AB lớn hơn G_1. Quay bánh đai theo chiều kim đồng hồ và ngược lại. Quan sát các vạch màu, ta nhận thấy cung trượt luôn nằm ở phía nhánh đai đi ra khỏi bánh đai.

Xét bộ truyền đai chịu tải trọng T_1, quay với số vòng quay n_1. Lúc này lực tác dụng trên nhánh căng và nhánh không căng lệch nhau một lượng $F_t = 2T_1 / d_1$. Lực F_{kh} trên nhánh không căng tương đương với trọng lượng G trên thí nghiệm, còn F_t tương đương với G_1.

Trên bánh đai dẫn 1 cung trượt nằm về phía nhánh đai không căng, cung tĩnh nằm ở phía nhánh đai căng. Trên bánh đai bị dẫn 2 cung trượt nằm ở phía nhánh đai căng.

Khi F_{ms1} và F_{ms2} lớn hơn lực F_t, lúc đó trong bộ truyền đai chỉ có trượt đàn hồi.

Khi F_{ms1} hoặc F_{ms2} nhỏ hơn F_t, trong bộ truyền đai có hiện tượng trượt trơn hoàn toàn. Các bộ truyền đai thường dùng có u > 1, nên $F_{ms1} < F_{ms2}$, khi xảy ra trượt trơn thường bánh đai 1 quay, bánh đai 2 và dây đai đứng lại.

Khi bộ truyền ở trạng thái tới hạn, $F_{ms1} \approx F_t$, do lực F_{ms1} dao động phụ thuộc vào hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc, nên có lúc $F_{ms1} < F_t$, có lúc $F_{ms1} > F_t$. Những khoảng thời gian $F_{ms1} < F_t$ trong bộ truyền đai có trượt trơn, trong phần thời gian còn lại bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi. Tình trạng như thế gọi là trượt trơn từng phần.

11.1.8. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất

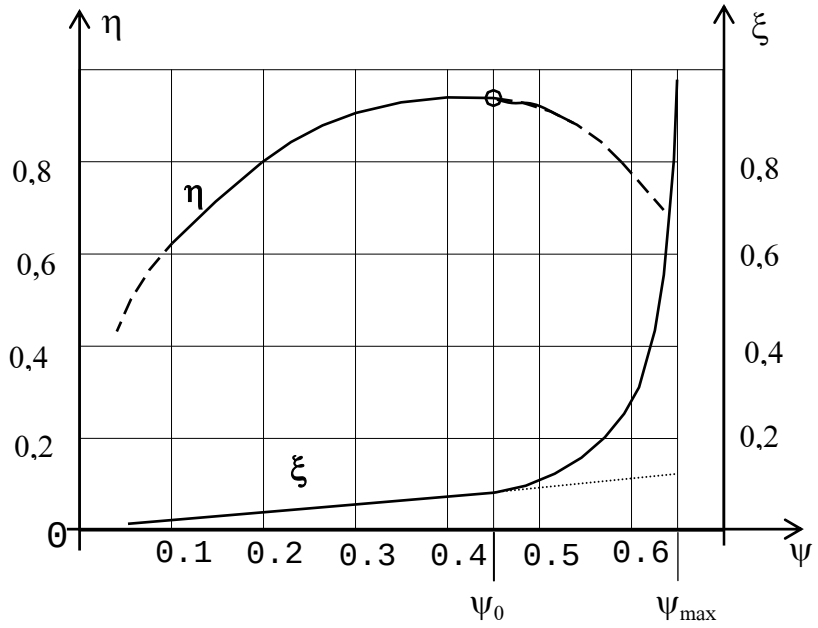
Để nghiên cứu ảnh hưởng của sự trượt trong bộ truyền đai đến hiệu suất truyền động, và mất vận tốc của bánh đai bị dẫn. Người ta tiến hành các thí nghiệm,

xây dựng đường cong biểu diễn quan hệ giữa hệ số trượt ξ với hệ số kéo ψ, giữa hiệu suất η với hệ số kéo.

Đồ thị của hàm số ξ(ψ) trong hệ tọa độ vuông góc Oψξ gọi là đường cong trượt.

Đồ thị của hàm số η(ψ) trong hệ toạ độ vuông góc Oψη gọi là đường cong hiệu suất (Hình 11-9).

Quan sát đường cong trượt và đường cong hiệu suất trên Hình 11-9 ta nhận thấy:



***Hình 11-9**: Đường cong trượt và đường cong hiệu suất*

+ Khi hệ số kéo thay đổi từ 0 đến ψ_0, lúc này trong bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi, hệ số trượt ξ tăng, đồng thời hiệu suất η cũng tăng.

+ Khi ψ biến thiên từ ψ_0 đến ψ_{max} hệ số trượt tăng nhanh, lúc này trong bộ truyền đai có trượt trơn từng phần, hiệu suất của bộ truyền giảm rất nhanh.

+ Khi $\psi = \psi_{max}$ bộ truyền trượt trơn hoàn toàn, hiệu suất bằng 0, còn hệ số trượt bằng 1.

+ Tại giá trị $\psi = \psi_0$ bộ truyền có hiệu suất cao nhất, mà vẫn chưa có hiện tượng trượt trơn từng phần. Lúc này bộ truyền đã sử dụng hết khả năng kéo. Đây là trạng thái làm việc tốt nhất của bộ truyền. Giá trị ψ_0 gọi là hệ số kéo tới hạn của bộ truyền.

+ Khi tính thiết kế bộ truyền đai, cố gắng để bộ truyền làm việc trong vùng bên trái sát với đường $\psi = \psi_0$.

+ Do có trượt nên số vòng quay n_2 của trục bị dẫn dao động, tỷ số truyền u của bộ truyền cũng không ổn định.

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}\ , \qquad n_2 = \frac{n_1.d_1(1-\xi)}{d_2}$$

11.2. Tính bộ truyền đai

11.2.1. Các dạng hỏng của bộ truyền đai và chỉ tiêu tính toán

Trong quá trình làm việc bộ truyền đai có thể bị hỏng ở các dạng sau:

- Trượt trơn, bánh đai dẫn quay, bánh bị dẫn và dây đai dừng lại, dây đai bị mòn cục bộ.
- Đứt dây đai, dây đai bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Đai thường bị đứt do mỏi.
- Mòn dây đai, do có trượt đàn hồi, trượt trơn từng phần, nên dây đai bị mòn rất nhanh. Một lớp vật liệu trên mặt đai mất đi, làm giảm ma sát, dẫn đến trượt trơn. Làm giảm tiết diện đai, dẫn đến đứt đai.
- Dão dây đai, sau một thời gian dài chịu kéo, dây đai bị biến dạng dư, dãn dài thêm một đoạn. Làm giảm lực căng, tăng sự trượt. Làm giảm tiết diện đai, đai dễ bị đứt.
- Mòn và vỡ bánh đai, bánh đai mòn chậm hơn dây đai. Khi bánh đai mòn quá giá trị cho phép bộ truyền làm việc không tốt nữa. Bánh đai làm bằng vật liệu giòn, có thể bị vỡ do va đập và rung động trong quá trình làm việc.

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, bộ truyền đai cần được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra bền theo các chỉ tiêu sau:

$$\sigma_t \le [\sigma_t] \qquad (11\text{-}5)$$

$$U \le [U] \qquad (11\text{-}6)$$

$$\psi \le \psi_0, \quad \text{và} \quad \sigma_0 \le [\sigma_0] \qquad (11\text{-}7)$$

Trong đó σ_t là ứng suất có ích trong đai, do lực F_t gây nên,

$[\sigma_t]$ là ứng suất có ích cho phép của dây đai,

U là số vòng chạy của đai trong một dây,

[U] là số vòng chạy cho phép của đai trong một giây,

ψ_0 là hệ số kéo tới hạn của bộ truyền đai.

σ_0 là ứng suất ban đầu trong đai, do lực căng ban đầu F_0 gây nên,

$[\sigma_0]$ là ứng suất ban đầu cho phép của dây đai.

11.2.2. Tính bộ truyền đai theo ứng suất có ích

- Ứng suất có ích σ_t được xác định theo công thức:

$$\sigma_t = \frac{K.F_t}{A} = \frac{K.2.T_1}{d_1.A} \qquad (11\text{-}8)$$

Trong đó K là hệ số tải trọng, giá trị của K phụ thuộc vào đặc tính của tải trọng và chế độ làm việc của bộ truyền. Có thể lấy trong khoảng 1,0 ÷ 1,25.

Đối với đai dẹt, diện tích tiết diện đai A = b.h,

Đối với đai thang, diện tích tiết diện đai $A = z.A_0$.

- Ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]$ được xác định theo công thức:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0.C_\alpha.C_v.C_b \qquad (11\text{-}9)$$

Trong đó $[\sigma_t]_0$ là ứng suất có ích cho phép của bộ truyền chuẩn, được chọn làm thí nghiệm để xác định ứng suất có ích cho phép. Bộ truyền chuẩn có góc $\alpha_1 = 180^0$, vận tốc làm việc $v_1 = 10$ m/s, đặt nằm ngang, tải trọng không có va đập.

Giá trị của $[\sigma_t]_0$ tra trong sổ tay cơ khí. Đối với đai vải cao su, có thể lấy trong khoảng 2,1 ÷ 2,4 MPa.

C_α là hệ số điều chỉnh, kể đến độ lệch của góc α_1 so với chuẩn. Giá trị của C_α có thể tra bảng, hoặc tính gần đúng theo công thức:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003.(180^0 - \alpha_1).$$

C_v là hệ số kể đến độ lệch của vận tốc v_1 so với chuẩn. Giá trị của C_v có thể tra bảng, hoặc tính gần đúng theo công thức:

$$C_v = 1{,}04 - 1{,}0004.v_1^2.$$

C_b là hệ số kể đến vị trí của bộ truyền. Có thể chọn như sau:

Đối với đai thang, với mọi vị trí của bộ truyền luôn lấy $C_b = 1$.

Đối với đai dẹt, nếu $0 \le \beta \le 60^0$, thì chọn $C_b = 1$

nếu $60 < \beta \le 80^0$, thì chọn $C_b = 0{,}9$

nếu $80 < \beta \le 90^0$, thì chọn $C_b = 0{,}8$.

β là góc nghiêng của đường nối tâm hai bánh đai so với phương nằm ngang.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền đai: đã có thông số hình học và các thông số làm việc của bộ truyền, cần kiểm tra xem chỉ tiêu (11-5) có thỏa mãn hay không.

Công việc kiểm tra được thực hiện theo các bước:

+ Tính ứng suất có ích σ_t theo công thức (11-8).

+ Tính ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]$ theo công thức (11-9).

+ So sánh σ_t và $[\sigma_t]$, đưa ra kết luận:

Nếu $\sigma_t > [\sigma_t]$, bộ truyền không đủ bền,

Nếu $\sigma_t << [\sigma_t]$, bộ truyền quá dư bền, (lệch trên 30 % được coi là quá dư).

Nếu $\sigma_t \le [\sigma_t]$, bộ truyền đủ bền, đảm bảo tính kinh tế cao.

Bài toán thiết kế bộ truyền đai: đã biết các thông số làm việc của bộ truyền, cần tính các thông số hình học và vẽ kết cấu của bộ truyền.

Khi thiết kế cần thực hiện các nội dung chủ yếu sau đây:

+ Chọn loại đai, vật liệu đai và bánh đai, chiều dày đai, hoặc diện tích đai A_0.

+ Tính ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]$ theo công thức (11-9).

+ Giả sử chỉ tiêu (11-5) thỏa mãn, ta viết được

Đối với đai dẹt: $\frac{2.K.T_1}{d_1.b.h} \le [\sigma_t]$, suy ra $b \ge \frac{2.K.T_1}{d_1.h.[\sigma_t]}$ (11-10)

Đối với đai thang: $\frac{2.K.T_1}{d_1.z.A_0} \le [\sigma_t]$, suy ra $z \ge \frac{2.K.T_1}{d_1.A_0.[\sigma_t]}$ (11-11)

+ Chọn các kích thước còn lại, vẽ kết cấu của bánh đai dẫn, bánh bị dẫn.

11.2.3. Tính đai theo độ bền lâu

- Xác định số vòng chạy của đai trong một giây U theo công thức:

$$U = \frac{v_1}{L} = \frac{\pi.d_1.n_1}{6.10^4.L} \quad (11\text{-}12)$$

- Số vòng chạy cho phép của đai trong một giây [U] có thể chọn như sau:

Đối với bộ truyền đai dẹt, nên lấy [U] = 3 ÷ 4

Đối với bộ truyền đai thang, nên lấy [U] = 4 ÷ 5.

Bài toán kiểm tra bền được thực hiện như sau:

+ Tính số vòng chạy của đai trong một giây U theo công thức (11-12),

+ Chọn giá trị [U] thích hợp với loại bộ truyền, và tuổi bền của bộ truyền.

+ So sánh U và [U], đưa ra kết luận: Nếu U > [U], bộ truyền không đủ bền,

Nếu U ≤ [U], bộ truyền đủ độ bền mỏi.

Bài toán thiết kế theo độ bền lâu được thực hiện như sau:

+ Chọn giá trị [U] thích hợp với loại bộ truyền, và tuổi bền của bộ truyền.

+ Giả sử chỉ tiêu (11-6) thỏa mãn, ta viết được $\frac{\pi.d_1.n_1}{6.10^4.L} \le [U]$, suy ra

$$L \ge \frac{\pi.d_1.n_1}{6.10^4.[U]} \qquad (11\text{-}13)$$

11.2.4. Tính đai theo khả năng kéo

- Hệ số kéo ψ của bộ truyền đai được tính theo công thức:

$$\psi = \frac{F_t}{2.F_0} = \frac{T_1}{d_1.F_0} \qquad (11\text{-}14)$$

- Hệ số kéo tới hạn ψ_0 có thể lấy như sau:

  Đối với đai dẹt, lấy $\psi_0 = 0,4 \div 0,45$.

  Đối với đai thang, lấy $\psi_0 = 0,45 \div 0,5$.

- Ứng suất ban đầu $\sigma_0 = F_0 / A$.

- Ứng suất ban đầu cho phép $[\sigma_0]$ được chọn như sau:

  Đối với đai dẹt, lấy $[\sigma_0] = 1,8$ MPa,

  Đối với đai thang, lấy $[\sigma_0] = 2,0$ MPa.

Bài toán kiểm tra bộ truyền, được thực hiện như sau:

+ Tính hệ số kéo ψ theo công thức (11-14).

+ Lựa chọn giá trị thích hợp cho hệ số kéo tới hạn ψ_0.

+ So sánh ψ và ψ_0. Nếu $\psi > \psi_0$, trong bộ truyền có trượt trơn.

+ Tính ứng suất σ_0, so sánh với $[\sigma_0]$. Nếu $\sigma_0 > [\sigma_0]$, đai sẽ bị dão trước thời gian quy định.

Bài toán thiết kế bộ truyền theo khả năng kéo được thực hiện như sau:

+ Lựa chọn giá trị thích hợp cho hệ số ψ_0.

+ Giả sử chỉ tiêu (11-7) thỏa mãn, ta viết được $\frac{T_1}{d_1.F_0} \le \psi_0$, suy ra

$$F_0 \ge \frac{T_1}{d_1.\psi_0} \qquad (11\text{-}15)$$

+ Tính ứng suất σ_0, kiểm tra điều kiện $\sigma_0 \le [\sigma_0]$.

11.2.5. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt

Kích thước của bộ truyền đai dẹt được tính toán thiết kế theo trình tự sau:

1- Chọn loại vật liệu đai. Tùy theo vận tốc dự kiến, và điều kiện làm việc, lựa chọn loại đai vải cao su, đai sợi tổng hợp, hoặc đai vải. trong đó đai vải cao su được dùng nhiều hơn cả.

2- Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo công thức kinh nghiệm:

$$d_1 = (1100 \div 1300).\sqrt[3]{P_1 / n_1}$$

Có thể lấy d_1 theo dãy số tiêu chuẩn: 50 , 55 , 63 , 71 , 80 , 90 , 100 , 112 , 125 , 140 , 160 , 180 , 200 , 224 , 250 , 280 , 315 , ...

Tính vận tốc v_1, $v_1 = \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$, kiểm tra điều kiện $v_1 \le v_{max}$. Nếu không thỏa mãn thì phải giảm giá trị đường kính d_1. Có thể lựa chọn v_{max} khoảng (20 ÷ 30) m/s.

3- Tính đường kính bánh đai bị dẫn d_2, $d_2 = d_1.u.(1-\xi)$, lấy giá trị của ξ trong khoảng 0,01 ÷ 0,02. Có thể lấy d_2 theo dãy số tiêu chuẩn. Khi lấy d_2 theo tiêu chuẩn, thì cần kiểm tra tỷ số truyền và số vòng quay n_2. Điều chỉnh d_1 và d_2 sao cho u và n_2 không được sai khác với đầu bài quá 4%.

4- Xác định khoảng cách trục a và chiều dài L. Xác định chiều dài nhỏ nhất L_{min} của đai theo công thức (11-13). Tính khoảng cách a_{min} theo L_{min}, dùng công thức (11-3). Kiểm tra điều kiện $a_{min} \ge 2.(d_1 + d_2)$. Nếu thỏa mãn, lấy $a = a_{min}$ và lấy $L = L_{min}$. Nếu không thỏa mãn, lấy $a = 2.(d_1 + d_2)$, tính L theo theo a, công thức (11-2). Lấy thêm một đoạn chiều dài L_0 để nối đai, tùy theo cách nối đai có thể lấy L_0 trong khoảng 100 ÷ 400 mm.

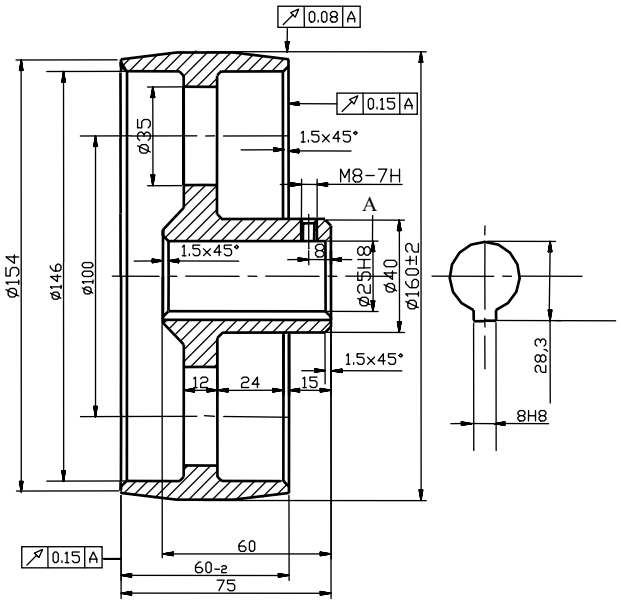
5- Tính góc ôm α_1 theo công thức (11-1). Kiểm tra điều kiện $\alpha \ge 150^0$. Nếu không đạt, thì phải tăng khoảng cách trục a, và tính lại chiều dài L.

6- Xác định tiết diện đai. Chọn trước chiều cao h của đai, $h \le 40/d_1$, lấy h theo dãy số tiêu chuẩn. Tính chiều rộng b của đai theo công thức (11-10), lấy b theo dãy số tiêu chuẩn.

7- Tính chiều rộng B của bánh đai. Lấy B = 1,1.b + (10 ÷15) mm. Chọn các kích thước khác của bánh đai, vẽ kết cấu bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn. Để làm ví dụ, trên hình 11-10 trình bày bản vẽ chế tạo một bánh đai dẹt. Kết cấu của bánh đai được chọn đảm bảo cho các phần thuộc bánh đai có sức bền đều.

8- Tính lực căng ban đầu F_0 theo công thức (11-15), kiểm tra điều kiện căng ban đầu $F_0/(b.h) \le 1,8$ MPa.

9- Tính lực tác dụng lên trục F_r, theo công thức (11-4).



***Hình 11-10**: Kết cấu bánh đai dẹt*

11.2.6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang

Kích thước của bộ truyền đai thang được tính toán thiết kế theo trình tự sau:

1- Chọn loại tiết diện đai. Tùy theo vận tốc dự kiến, và mô men xoắn trên trục T_1, lựa chọn loại tiết diện đai phù hợp. Sẽ có một số loại tiết diện cùng thỏa mãn số liệu của đầu bài. Nên chọn vài ba phương án để tính toán. Sau này sẽ phân tích chọn ra phương án tốt nhất. Tra bảng để có giá trị diện tích A_0 và đường kính d_{min} cho từng loại tiết diện đai.

2- Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo công thức: $d_1 \approx 1{,}2.d_{min}$, nên lấy d_1 theo dãy số tiêu chuẩn: 50 , 55 , 63 , 71 , 80 , 90 , 100 , 112 , 125 , 140 , 160 180 , 200 , 224 , 250 , 280 , 315 , ...
Tính vận tốc v_1, $v_1 = \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$, kiểm tra điều kiện $v_1 \le v_{max}$. Nếu không thỏa mãn thì phải giảm giá trị đường kính d_1. Có thể lựa chọn v_{max} trong khoảng (20 ÷ 30) m/s.

3- Tính đường kính bánh đai bị dẫn d_2, $d_2 = d_1.u.(1-\xi)$, lấy giá trị của ξ trong khoảng 0,01 ÷ 0,02. Có thể lấy d_2 theo dãy số tiêu chuẩn. Khi lấy d_2 theo tiêu chuẩn, thì cần kiểm tra tỷ số truyền và số vòng quay n_2. Điều chỉnh d_1 và d_2 sao cho u và n_2 không được sai khác với đầu bài quá 4%.

4- Xác định khoảng cách trục a và chiều dài L. Khoảng cách trục a_{sb} có thể lấy theo yêu cầu của đầu bài, hoặc theo công thức kinh nghiệm $a_{sb} = C_d.d_1$.

Giá trị của C_d được chọn phụ thuộc vào tỷ số truyền u như bảng bên.

u :	1	2	3	4	5	≥6
C_d :	1,5	2,4	3	3,8	4,5	5

Kiểm tra điều kiện: $0,55.(d_1 + d_2) + h \le a_{sb} \le 2.(d_1 + d_2)$. Nếu thỏa mãn, thì lấy $a_1 = a_{sb}$. Nếu không thỏa mãn, thì lấy a_1 bằng giá trị giới hạn của bất đẳng thức. Tính L_1 theo theo a_1, dùng công thức (11-2). Lấy $L \ge L_1$ và theo dãy số tiêu chuẩn của đai. Tính a theo L, dùng công thức (11-3).

5- Tính góc ôm α_1 theo công thức (11-1). Kiểm tra điều kiện $\alpha \ge 120^0$. Nếu không đạt, thì phải tăng khoảng cách trục a, và tính lại chiều dài L.

6- Xác định tiết diện đai. Đã có diện tích tiết diện của một dây đai A_0. Tính số dây đai z theo công thức (11-11), lấy z là một số nguyên. So sánh các phương án, chọn phương án tốt nhất: có số đai z trong khoảng 3 ÷ 4 dây.

7- Tính chiều rộng B của bánh đai. Lấy $B = (z-1).p_{th} + 2.e$ mm. Chọn các kích thước khác của bánh đai theo tiêu chuẩn, vẽ kết cấu bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn.

8- Tính lực căng ban đầu F_0 theo công thức (11-15), kiểm tra điều kiện căng ban đầu $F_0/(A_0.z) \le 2,0$ MPa.

9- Tính lực tác dụng lên trục F_r, theo công thức (11-4).

CHƯƠNG XII

BỘ TRUYỀN BÁNH MA SÁT

12.1. Những vấn đề chung

12.1.1. Giới thiệu bộ truyền bánh ma sát

Bộ truyền bánh ma sát thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song nhau (Hình 12-1), cắt nhau (Hình 12-2), hoặc vừa truyền chuyển động vừa biến đổi vận tốc chuyển động (bộ biến tốc ma sát - Hình 12-3).

Bộ truyền bánh ma sát có 3 bộ phận chính:

+ Bánh ma sát dẫn 1, có đường kính d_1, được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men trên trục T_1

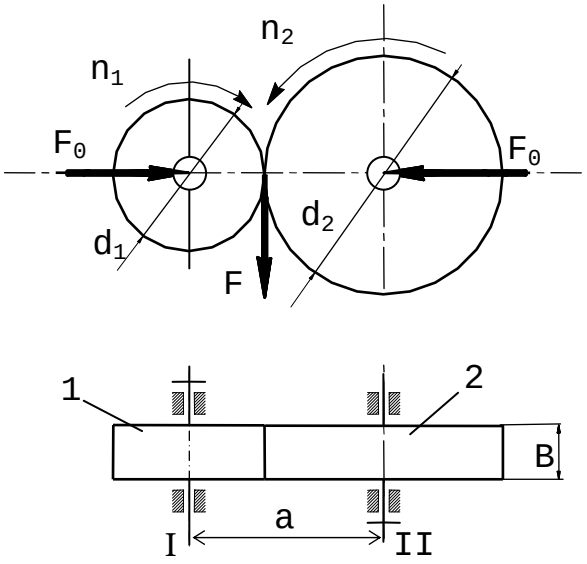
+ Bánh ma sát bị dẫn 2, có đường kính d_2, được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2, công suất truyền động P_2, mô men trên trục T_2.

+ Bộ phận tạo lực ép ban đầu F_0, để nén hai bánh ma sát với nhau. Lực F_0 tạo ra áp lực F_n trên bền mặt tiếp xúc của 2 bánh ma sát, tạo ra lực ma sát F_{ms}; $F_{ms}= F_n.f$, trong đó f là hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc.

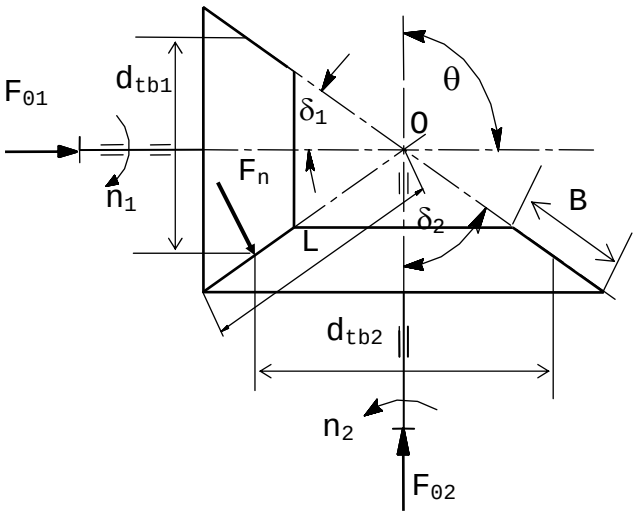
+ Trong bộ biến tốc ma sát, có thể có thêm bộ phận phụ, như bánh ma sát phụ, hoặc dây đai phụ (Hình 12-4).

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh ma sát: hai bánh ma sát được nén bởi lực F_o, trên bề mặt tiếp xúc có áp suất, có lực ma sát F_{ms}, lực ma sát cản trở chuyển động trượt tương đối giữa hai bánh ma sát. Do đó khi bánh ma sát dẫn quay sẽ kéo bánh bị dẫn quay theo, như vậy chuyển động đã được truyền từ trục I mang bánh ma sát dẫn sang trục II mang bánh bị dẫn. Cũng giống như bộ truyền đai, bộ truyền bánh ma sát truyền chuyển động nhờ lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc của các bánh ma sát. Lực ma sát cần thiết trên bề mặt tiếp xúc phải thoả mãn điều kiện:

$$F_{ms} = F_n.f \geq K.F_t \text{ , K là hệ số tải trọng; lấy K = 1,25 ÷ 1,5} \qquad (12\text{-}1)$$



Hình 12-1*: Bộ truyền bánh ma sát trụ*



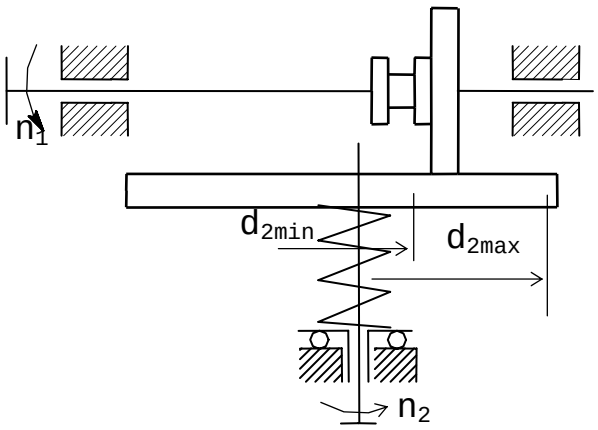
Hình 12-2*: Bộ truyền bánh ma sát nón*

12.1.2. Phân loại bộ truyền bánh ma sát

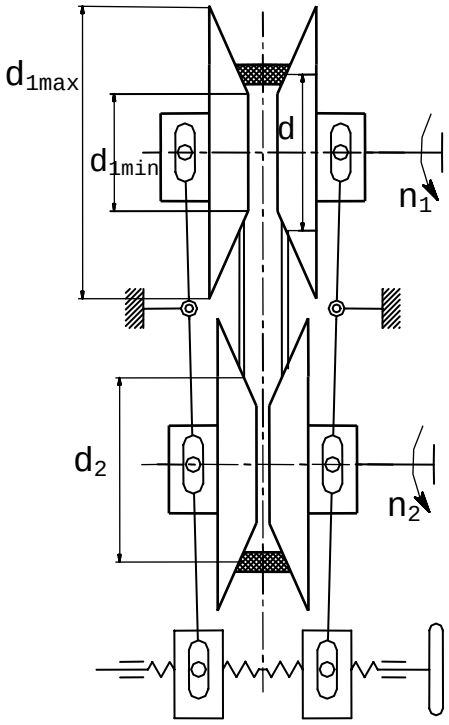
Tùy theo hình dạng và đặc điểm làm việc, người ta chia bộ truyền bánh ma sát ra làm các loại sau:

- Bộ truyền bánh ma sát trụ: các bánh ma sát là hình trụ tròn xoay, đường sinh thẳng, thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau. Bộ truyền bánh ma sát không thay đổi được tỷ số truyền u và số vòng quay n_2.

- Bộ truyền bánh ma sát nón, còn được gọi là bánh ma sát côn: bánh ma sát có dạng hình nón cụt, thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau.
- Bộ biến tốc ma sát trụ: các bánh ma sát hình trụ, bánh 1 di chuyển dọc trục để thay đổi điểm tiếp xúc với bánh 2, thay đổi đường kính tính tóan của bánh 2 từ d_{2min} đến d_{2max} (Hình12-3). Thực hiện thay đổi số vòng quay của trục II từ n_{2max} đến n_{2min}.
- Bộ biến tốc ma sát nón (Hình 12-4), các cặp bánh ma sát có dạng nón cụt, dây đai là khâu phụ. Các cặp bánh ma sát 1 được điều chỉnh sát nhau, hoặc xa nhau, thay đổi điểm tiếp xúc giữa dây đai và bánh ma sát 1, có nghĩa là làm thay đổi đường kính tính toán của bánh 1 từ d_{1min} đến d_{1max}. Tương tự như thế đường kính tính toán của bánh 2 cũng được thay đổi từ d_{2max} đến d_{2min}. Số vòng quay n_1 không đổi, còn số vòng quay n_2 sẽ thay đổi từ n_{2min} đến n_{2max}.



Hình 12-3*: Bộ biến tốc ma sát trụ*



Hình 12-4*: Bộ biến tốc ma sát nón*

12.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh ma sát

Khi cần xác định hình dạng và kích thước của bộ truyền bánh ma sát, ta phải biết các thông số hình học chủ yếu sau đây:

- Đường kính tính toán của bánh ma sát dẫn d_1, của bánh bị dẫn d_2; mm; là đường kính của vòng tròn đi qua điểm tiếp xúc của mỗi bánh ma sát. $d_2 = d_1.u.(1-\xi)$. Trên bộ truyền bánh ma sát nón, đường kính tính toán được ký hiệu d_{tb1} và d_{tb2}. Đối với bộ biến tốc ma sát có các đường kính giới hạn: d_{1min}, d_{1max}, d_{2min}, d_{2max}.
- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm bánh ma sát dẫn và bánh ma sát bị dẫn; mm. Đối với bộ truyền bánh ma sát nón, a được thay thế bằng chiều dài đường sinh mặt nón L.
- Chiều rộng bánh ma sát B_1, B_2; mm. Thông thường lấy $B_1 > B_2$ bằng chiều rộng tính toán của bánh đai B. Để khi có sai lệch do lắp ghép, thì bộ truyền vẫn tiếp xúc đủ chiều dài tính toán B. Cũng có thể lấy $B_1 = B_2 = B$.
- Góc nón của bánh dẫn δ_1 và góc nón của bánh bị dẫn δ_2, đơn vị đo là độ.
- Góc giữa hai trục của bánh ma sát θ, độ.

12.1.4. Sự trượt trong bộ truyền bánh ma sát

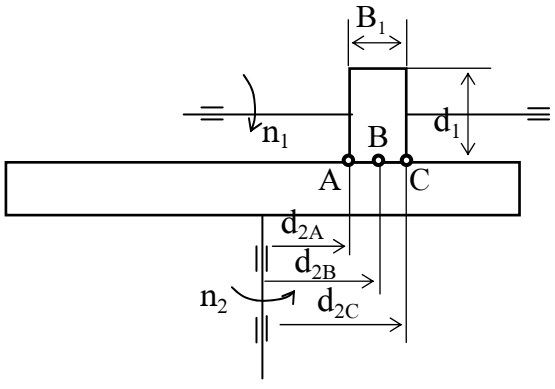
Tương tự như ở bộ truyền đai, trong bộ truyền bánh ma sát cũng có hiện tượng trượt đàn hồi, trượt trơn hoàn toàn và trượt trơn từng phần.

Trượt đàn hồi, xảy ra trên đoạn tiếp xúc của hai bánh ma sát, do biến dạng đàn hồi của lớp bề mặt bánh ma sát gây nên. Độ cứng của bề mặt càng nhỏ, biến dạng càng lớn, thì trượt đàn hồi càng nhiều và ngược lại. Lúc này $F_{ms} > F_t$.

Trượt trơn hoàn toàn, xảy ra khi có quá tải, lúc đó lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc không đủ lớn để cản trở chuyển động trượt tương đối giữa hai bánh ma sát, $F_{ms} < F_t$, trong đo F_t là lực vòng trên bánh ma sát.

Trượt trơn từng phần, xảy ra khi lực $F_{ms} \approx F_t$, lực F_{ms} biến động phụ thuộc vào hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc, có lúc $F_{ms} > F_t$ trong bộ truyền có trượt đàn hồi, có những phần thời gian $F_{ms} < F_t$ trong bộ truyền có trượt trơn.

Ngoài ra, trong bộ biến tốc ma sát còn có hiện tượng trượt hình học, do hình dạng hình học của bánh ma sát gây nên. Ví dụ, trong bộ biến tốc ma sát trụ trên Hình 12-5, ta thấy tại điểm A và điểm C



Hình 12-5*: Trượt hình học*

của mặt tiếp xúc có hiện tượng trượt tương đối, với vận tốc trượt v_{trA} và v_{trC} , vì:

+ Vận tốc v_{1A} của điểm A_1 thuộc bánh 1, có giá trị $v_{1A}= \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$.

+ Vận tốc v_{1B} của điểm B_1 thuộc bánh 1, có giá trị $v_{1B}= \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$.

+ Vận tốc v_{1C} của điểm C_1 thuộc bánh 1, có giá trị $v_{1C}= \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$.

+ Vận tốc v_{2A} của điểm A_2 thuộc bánh 2, có giá trị $v_{2A}= \pi.d_{2A}.n_2/(6.10^4)$.

+ Vận tốc v_{2B} của điểm B_2 thuộc bánh 2, có giá trị $v_{2B}= \pi.d_{2B}.n_2/(6.10^4)$.

+ Vận tốc v_{2C} của điểm C_2 thuộc bánh 2, có giá trị $v_{2C}= \pi.d_{2C}.n_2/(6.10^4)$.

+ Như vậy là $v_{1A}= v_{1B}= v_{1C}$. Trong khi đó $v_{2A}< v_{2B}< v_{2C}$.

+ Thông thường $v_{1B} = v_{2B}$, còn $v_{1A}> v_{2A}$ và $v_{1C} < v_{2C}$.

+ Tại điểm A, có $v_{trA} = v_{1A} - v_{2A}$. Còn tại điểm C, có $v_{trC} = v_{2C} - v_{1C}$.

Ta nhận thấy rằng, khi chiều rộng B_1 càng lớn thì độ chênh lệch giữa d_{2A} với d_{2B} càng nhiều, và giá trị của vận tốc trượt càng lớn.

Trượt đàn hồi và trượt trơn làm mất mát công suất và mất vận tốc của bánh bị dẫn. Trượt hình học chỉ làm tổn hao công suất, không làm mất vận tốc. Tương tự như trong bộ truyền đai, để kể đến công suất bị mất, người ta dùng hệ số hiệu suất η. Kể đến vận tốc bị mất người ta dùng hệ số trượt ξ.

12.1.5. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền bánh ma sát

- Số vòng quay trên trục dẫn, ký hiệu là n_1, trên trục bị dẫn n_2; v/ph. Trên bộ biến tốc ma sát còn có số vòng quay lớn nhất n_{2max} và nhỏ nhất n_{2min}.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, $u = n_1 / n_2$. Trong bộ biến tốc ma sát có tỷ số truyền cực đại $u_{max} = n_1/n_{2min}$, tỷ số truyền cực tiểu $u_{min} = n_1/n_{2max}$.
- Khoảng điều chỉnh tốc độ trong bộ biến tốc D; $D = u_{max}/ u_{min}$, hay $D = n_{2max}/n_{2min}$.
- Công suất trên trục dẫn, ký hiệu là P_1, công suất trên trục bị dẫn P_2; kW.
- Hiệu suất truyền động η; $\eta = P_2 / P_1$.
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_1, trên trục bị dẫn T_2; Nmm.
- Vận tốc vòng của bánh dẫn v_1, bánh bị dẫn v_2; m/s.
- Hệ số trượt ξ; $\xi = (v_1 - v_2) / v_1$.
- Thời gian phục vụ của bộ truyền, còn gọi là tuổi bền của bộ truyền t_b; h.
- Lực ép ban đầu trên mỗi bánh ma sát F_0; N. Trên bộ nón ma sát có F_{01} và F_{02}.
- Lực vòng trên bánh ma sát, còn gọi là lực có ích F_t; N. $F_t = 2T_1 / d_1$.

- Chế độ làm việc,
- Các yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.

12.1.6. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh ma sát

- Khi chưa làm việc, các bánh ma sát bị nén bởi lực ép ban đầu F_0.
- Khi chịu tải trọng T_1 trên trục I và T_2 trên trục II, ngoài lực F_0, còn có lực tiếp tuyến F_t tác dụng lên các bánh ma sát. $F_t = 2.T_1/d_1$, hoặc $F_t = 2.T_1/d_{tb1}$.
- Khi các bánh ma sát quay, sẽ có thêm tải trọng do rung động.

Dưới tác dụng của các tải trọng, trên bề mặt tiếp xúc của các bánh ma sát có lực pháp tuyến F_n; lực F_n dùng để tính các bánh ma sát.

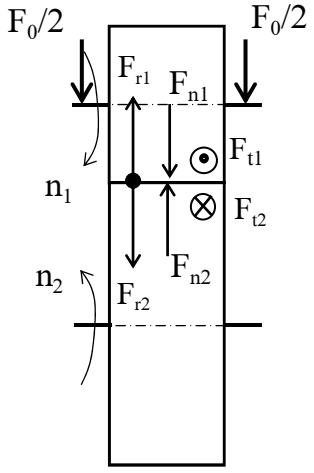
+ Đối với bánh ma sát trụ $F_n = F_0$. (12-2)

+ Đối với bánh ma sát nón $F_n = F_{01}/ \sin\delta_1$. (12-3)

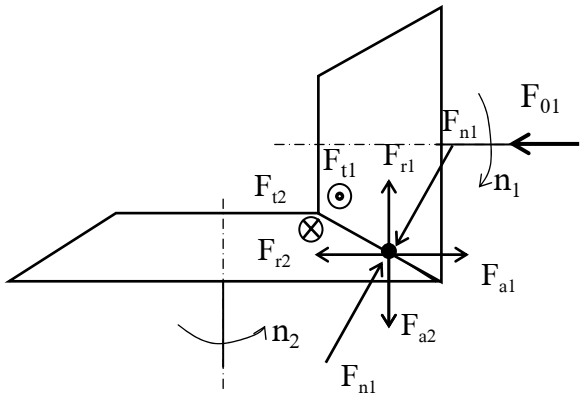
Từ phương trình (12-1) ta tính được lực ép cần thiết nén hai bánh ma sát

$$F_0 \geq K.F_{t1} / f \quad (12\text{-}4)$$

$$F_{01} \geq K.F_{t1}.\sin\delta_1 / f \quad (12\text{-}5)$$



Hình 12-6*: Lực trong bộ truyền bánh ma sát trụ*



Hình 12-7*: Lực trong bộ truyền bánh ma sát nón*

Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền bánh ma sát trụ (Hình 12-6):

+ Lực tiếp tuyến F_{t1} và F_{t2}. Lực tiếp tuyến có phương trùng với tiếp tuyến chung của hai mặt trụ. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2. Giá trị của $F_{t1} = F_{t2} = 2.T_1/d_1 = 2.T_2/d_2$.

+ Lực hướng tâm F_{r1} và F_{r2}, có phương vuông góc với đường trục của bánh ma sát, có chiều hướng về phía trục. Giá trị của F_{r1} và F_{r2} được tính như sau:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_0$$

Lực tác dụng lên trục và ổ của bộ truyền bánh ma sát nón gồm (Hình 12-7):

+ Lực tiếp tuyến F_{t1} và F_{t2}. Lực tiếp tuyến có phương trùng với tiếp tuyến chung của hai mặt nón. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2. Giá trị của $F_{t1} = F_{t2} = 2.T_1/d_{tb1} = 2.T_2/d_{tb2}$.

+ Lực hướng tâm F_{r1} và F_{r2}, có phương vuông góc với đường trục của bánh ma sát, có chiều hướng về phía trục. Giá trị của F_{r1} và F_{r2} được tính như sau:

$$F_{r1} = F_{01}/tg\delta_1 = F_{02} \qquad F_{r2} = F_{02} / tg\delta_2 = F_{01} .$$

+ Lực dọc trục F_{a1} và F_{a2}, có phương song song với trục, chiều hướng về đáy lớn của mặt nón. Giá trị $F_{a1} = F_{r2}$, và $F_{a2} = F_{r1}$.

Các lực F_{t1}, F_{r1}, F_{a1}, F_{t2}, F_{r2}, F_{a2} dùng để tính trục và ổ mang các bánh ma sát dẫn và bánh ma sát bị dẫn.

12.2. Tính bộ truyền bánh ma sát

12.2.1. Các dạng hỏng của bộ truyền bánh ma sát và chỉ tiêu tính toán

Trong quá trình làm việc bộ truyền bánh ma sát có thể bị hỏng bởi các dạng hỏng sau:

- Trượt trơn, bánh ma sát dẫn quay, bánh bị dẫn dừng lại, bộ truyền không làm việc được nữa. Trượt trơn làm bánh ma sát bị dẫn mòn cục bộ.
- Mòn bánh ma sát, do áp suất lớn, vận tốc trượt lớn và hệ số ma sát lớn, nên tốc độ mòn của bánh ma sát tương đối cao. Mòn làm mất đi một lớp vật liệu trên bề mặt bánh ma sát, dẫn đến hình dạng của bánh ma sát thay đổi, chất lượng bề mặt giảm. Mòn quá mức độ cho phép, bộ truyền làm việc không tốt nữa.
- Tróc rỗ bề mặt, đối với những bộ truyền được bôi trơn đầy đủ, làm việc với áp suất nhỏ hoặc trung bình, sau một thời gian dài làm việc, trên bề mặt bánh ma sát xuất hiện các vết rỗ. Vết rỗ làm giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

  Nguyên nhân có vết rỗ là do ứng suất tiếp xúc trên mặt bánh ma sát thay đổi, bề mặt bị mỏi, xuất hiện các vết nứt. Vết nứt lớn dần lên do số chu trình ứng suất N tăng lên, đồng thời do tác dụng của chêm dầu. Dầu chui vào vết nứt, khi vào vùng tiếp xúc vết nứt bị bịt miệng, áp suất dầu trong vết nứt tăng lên, giống như

cái chêm, làm cho vết nứt phát triển. Khi vết nứt đủ lớn, làm tróc ra một miếng kim loại, để lại lỗ rỗ trên bề mặt.

- Dính và xước bề mặt bánh ma sát. Đối với những bộ truyền làm việc với áp suất lớn, vận tốc lớn, bề mặt bánh ma sát có cơ tính không cao, người ta thấy trên mặt bánh ma sát có dính các mẩu kim loại, kèm theo các vết xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

  Nguyên nhân dẫn đến dính xước là do áp suất lớn, cùng với nhiệt độ cao, vật liệu tại chỗ tiếp xúc của bánh ma sát bị chảy dẻo, dính lên mặt đối diện, tạo thành các vấu. Trong những lần vào tiếp xúc tiếp theo, các vấu này cào xước bề mặt bánh ma sát tiếp xúc với nó.

- Biến dạng bề mặt bánh ma sát. Dạng hỏng này thường xảy ra với những bộ truyền làm bằng vật liệu có cơ tính thấp, áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc nhỏ. Trên mặt bánh ma sát xuất hiện những chỗ lồi, chỗ lõm, làm thay đổi hình dạng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

  Nguyên nhân dẫn đến biến dạng bề mặt là do áp suất lớn, tác dụng lâu lên chỗ tiếp xúc, làm lớp bề mặt bánh ma sát bị mềm ra. Do trượt nên vật liệu bị xô đẩy từ chỗ này sang chỗ kia. Có chỗ vật liệu đọng lại, có chỗ vật liệu bị mất đi, tạo thành chỗ lồi, lõm.

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, bộ truyền bánh ma sát cần được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo chỉ tiêu sau:

$$\sigma_H \le [\sigma_H] \qquad (12\text{-}6)$$

Trong đó σ_H là ứng suất tiếp xúc trên bề mặt bánh ma sát,

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh ma sát.

12.2.2. Tính bộ truyền bánh ma sát bằng vật liệu kim loại

- Ứng suất tiếp xúc σ_H được xác định theo công thức Héc

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{q.E}{\rho}}$$

Trong đó: q là cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc $q = \frac{F_n}{B}$, $F_n = \frac{K.F_{t1}}{f.B}$

E là mô đun đàn hồi tương đương của vật liệu hai bánh ma sát

$$E = \frac{2.E_1.E_2}{E_1 + E_2}$$

ρ là bán kính cong tương đương của hai bề mặt ma sát tại chỗ tiếp xúc

$$\rho = \frac{\rho_1.\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Đối với bộ truyền bánh ma sát trụ $\rho_1 = d_{tb1} / 2$, $\rho_2 = d_{tb2} / 2$.

Đối với bộ truyền bánh ma sát nón $\rho_1 = d_{tb1} / 2$, $\rho_2 = d_{tb2} / 2$.

Thay các thông số vào công thức Héc, ta có công thức tính ứng suất σ_H như sau:

Đối với bộ truyền bánh ma sát trụ

$$\sigma_H = \frac{2583}{d_1}\sqrt{\frac{K.E.P_1.(u+1)}{B.f.n_1.u}} \qquad (12\text{-}7)$$

Đối với bộ truyền bánh ma sát nón

$$\sigma_H = \frac{2583}{d_{tb1}}\sqrt{\frac{K.E.P_1.\sqrt{u^2+1}}{B.f.n_1.u}} \qquad (12\text{-}8)$$

- Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ có thể tra bảng trong sổ tay thiết kế, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm

$$[\sigma_H] = (1{,}5 \div 2{,}5).HB$$

hoặc $[\sigma_H] = (13 \div 18).HRC$

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh ma sát trụ được thực hiện như sau:

+ Tính ứng suất σ_H theo công thức (12-7).

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_H]$.

+ So sánh σ_H và $[\sigma_H]$. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_H]$, thì bộ truyền đủ bền.

Kiểm tra bền bộ truyền bánh ma sát nón, được thực hiện tương tự:

+ Tính ứng suất σ_H theo công thức (12-8).

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_H]$.

+ So sánh σ_H và $[\sigma_H]$. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_H]$, thì bộ truyền đủ bền.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh ma sát trụ được thực hiện như sau:

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_H]$.

+ Giả sử chỉ tiêu (12-6) thỏa mãn, ta viết được

$$\frac{2583}{d_1}\sqrt{\frac{K.E.P_1.(u+1)}{B.f.n_1.u}} \le [\sigma_H]$$

Đặt $\psi_d = B/d_1$. ψ_d gọi là hệ số chiều rộng bánh ma sát. Có thể lấy $\psi_d = 0{,}4 \div 0{,}6$.

Thay $B = \psi_d.d_1$, ta rút ra được công thức tính đường kính d_1

$$d_1 \geq 190 \sqrt[3]{\frac{K.E.P_1.(u+1)}{\psi_d.f.u.n_1[\sigma_H]^2}}$$

Có d_1 ta sẽ tính được d_2, khoảng cách trục a, chiều rộng B, vẽ được kết cấu của các bánh ma sát. $d_2 = d_1.u.(1-\xi)$; $B = \psi_d.d_1$.

Thiết kế bộ truyền bánh ma sát nón, làm tương tự như trên. Ta rút ra được công thức tính đường kính trung bình d_{tb1}

$$d_{tb1} \geq 190 \sqrt[3]{\frac{K.E.P_1.\sqrt{u^2+1}}{\psi_d.f.u.n_1[\sigma_H]^2}}$$

Tính các thông số khác, vẽ kết cấu của bộ truyền.

$d_{tb2} = d_{tb1}.u.(1-\xi)$; $B = \psi_d.d_{tb1}$; $L = 0{,}5.\sqrt{d_{tb1}^2 + d_{tb2}^2} + 0{,}5.B$

12.2.3. Tính bộ truyền bánh ma sát bằng vật liệu phi kim loại

Khi tính toán các bộ truyền bánh ma sát có bề mặt làm việc bằng vật liệu phi kim loại, không sử dụng được công thức Héc. Đối với các bộ truyền loại này, người ta dùng chỉ tiêu quy ước: $q_n \leq [q_n]$

Trong đó q_n là cường độ lực pháp tuyến, được tính theo công thức $q_n = F_n / B$.

$[q_n]$ là cường độ lực pháp tuyến cho phép; N/mm; có thể chọn như sau:

+ Têchtôlít với thép hoặc gang, lấy $[q_n] = (40 \div 80)$ N/mm,
+ Phíp với thép hoặc gang, lấy $[q_n] = (35 \div 40)$ N/mm,
+ Da với gang, lấy $[q_n] = (15 \div 25)$ N/mm,
+ Gỗ với gang, lấy $[q_n] = (2{,}5 \div 5)$ N/mm.

Bài toán kiểm tra bền được thực hiện như sau:

+ Chọn giá trị cường độ lực pháp tuyến cho phép $[q_n]$.
+ Tình cường độ lực q_n. $q_n = K.F_t/(f.B)$.
+ So sánh q_n với $[q_n]$. Nếu $q_n \leq [q_n]$, bộ truyền đủ bền.

Bài toán thiết kế được thực hiện như sau:

+ Chọn giá trị cường độ lực pháp tuyến cho phép $[q_n]$.
+ chọn đường kính bánh ma sát dẫn và bánh bị dẫn.
+ Giả sử chỉ tiêu $q_n \leq [q_n]$ thỏa mãn, ta tính được chiều rộng B của bánh ma sát,

$B = K.F_t / (f.[q_n])$

+ Vẽ kết cấu các bánh ma sát. Và tính lực ép ban đầu F_0.

CHƯƠNG XIII

BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

13.1. Những vấn đề chung

13.1.1. Giới thiệu bộ truyền bánh răng

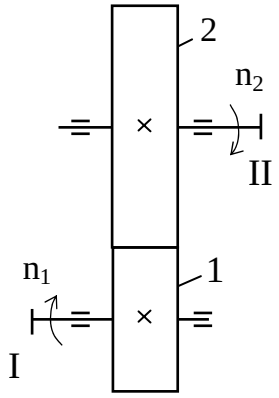
Bộ truyền bánh răng thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song nhau hoặc chéo nhau - bộ truyền bánh răng trụ (Hình 13-1, 13-2). Cũng dó thể truyền chuyển động giữa hai trục cắt nhau - bộ truyền bánh răng nón (Hình 13-3).

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

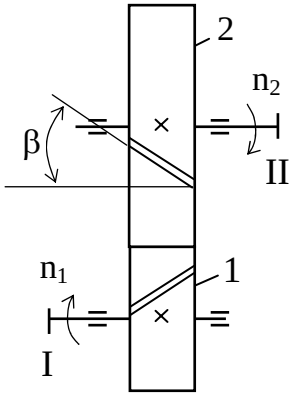
+ Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1, được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men xoắn trên trục T_1

+ Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2, được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2, công suất truyền động P_2, mô men xoắn trên trục T_2.

+ Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp (Hình 13-4).

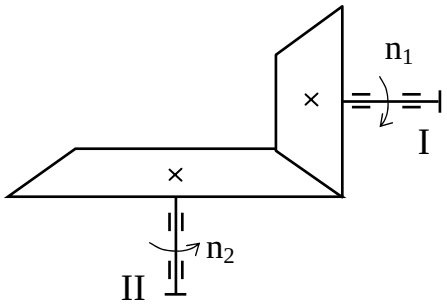


***Hình 13-1**: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng*



***Hình 13-2**: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng*

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1, thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2.



***Hình 13-3**: Bộ truyền bánh răng nón (côn)*

Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

Răng của bánh răng có phần đỉnh răng, phần chân răng, phần biên dạng răng và đoạn cong chuyển tiếp giữa biên dạng răng và chân răng (Hình 13-5). Trong quá trình truyền động, các cặp biên dạng đối tiếp tiếp xúc với nhau trên đường ăn khớp.

13.1.2. Phân loại bộ truyền bánh răng

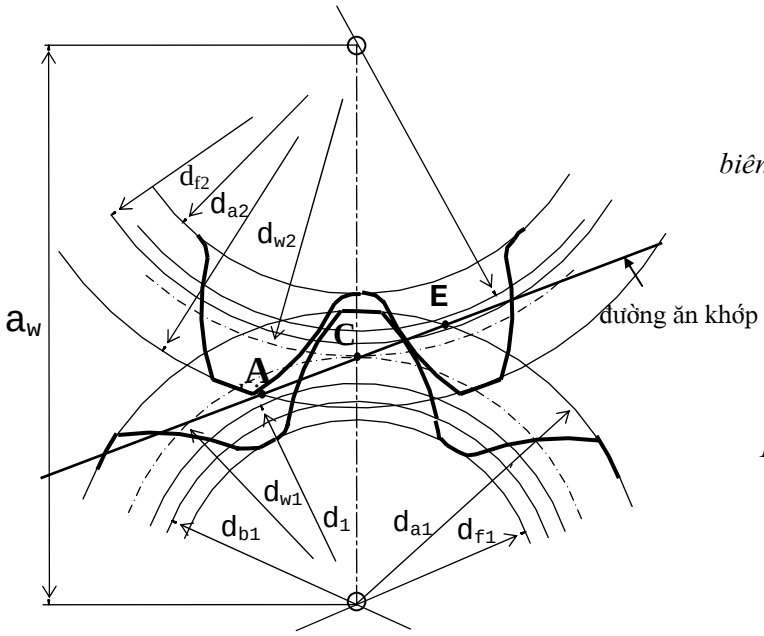
Tùy theo hình dạng bánh răng, phương răng và đoạn biên dạng răng, người ta chia bộ truyền bánh răng thành các loại sau:

- Bộ truyền bánh răng trụ: bánh răng là hình trụ tròn xoay, đường sinh thẳng, thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau, quay ngược chiều nhau. Bộ truyền bánh răng trụ có các loại:

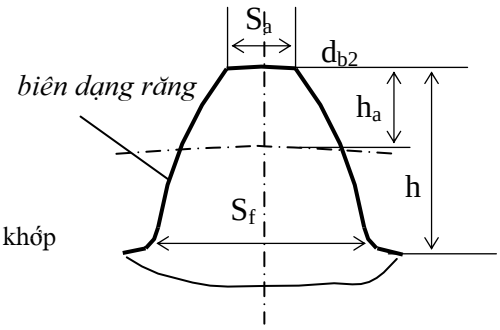
  + Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, phương của răng trùng với đường sinh của mặt trụ, sơ đồ biểu diễn bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng trên Hình 13-1.

  + Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, phương của răng nghiêng so với đường sinh của mặt trụ một góc β, sơ đồ biểu diễn bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng trên Hình 13-2.

  + Bộ truyền bánh răng răng chữ V, bánh răng được tạo thành từ hai bánh răng nghiêng có góc nghiêng như nhau, chiều nghiêng ngược nhau, sơ đồ biểu diễn bộ truyền bánh răng trụ răng chữ V trên Hình 13-6.



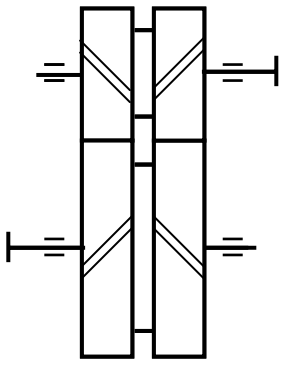
***Hình 13-4**: Bộ truyền bánh răng ăn khớp ngoài*



***Hình 13-5**: Răng bánh răng*

- Bộ truyền bánh răng nón, còn được gọi là bộ truyền bánh răng côn: bánh răng có dạng hình nón cụt, thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau. Bộ truyền bánh răng nón có các loại:

  + Bộ truyền bánh răng nón răng thẳng: đường răng thẳng, trùng với đường sinh của mặt nón chia.



***Hình 13-6**: Bộ truyền bánh răng chữ V*

+ Bộ truyền bánh răng nón răng nghiêng: đường răng thẳng, nằm nghiêng so với đường sinh của mặt nón.

+ Bộ truyền bánh răng nón răng cung tròn: đường răng là một cung tròn.

- Bộ truyền bánh răng thân khai: biên dạng răng là một đoạn của đường thân khai của vòng tròn. Đây là bộ truyền được dùng phổ biến, đa số các cặp bánh răng gặp trong thực tế thuộc loại này.
- Bộ truyền bánh răng Novikov: biên dạng răng là một phần của đường tròn.
- Bộ truyền bánh răng xiclôit: biên dạng răng là một đoạn của đường xiclôit.
- Bộ truyền bánh răng ‑ thanh răng: thanh răng là bánh răng đặc biệt, có đường kính bằng vô cùng, dùng để đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại.
- Bộ truyền bánh răng hành tinh: ít nhất một bánh răng trong bộ truyền có trục quay quanh tâm của bánh răng khác.
- Bộ truyền bánh răng ăn khớp trong: tâm của hai bánh răng nằm về cùng một phía so với tâm ăn khớp, hai vòng tròn lăn tiếp xúc trong với nhau.
- Bộ truyền bánh răng sóng: răng của bánh răng có dạng sóng liên tục, thường dùng ăn khớp trong để thực hiện một tỷ số truyền rất lớn.

Trong chương này, chủ yếu trình bày bộ truyền bánh răng thân khai, ăn khớp ngoài. Các loại bộ truyền khác sẽ được đề cập đến trong sách chuyên khảo về bánh răng.

13.1.3. Thông số hình học của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

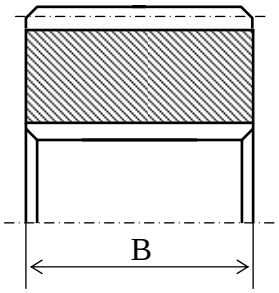
Hình dạng và kích thước của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được xác định qua các thông số hình học chủ yếu sau đây (Hình 13‑4, 13‑5, 13‑7):

- Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m, đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

  Ví dụ: 1; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; 3; (3,5); 4; (4,5); 5; (5,5); 6; (7); 8; (9); 10; (11); ..

- Hệ số chiều cao đỉnh răng h_a^*, hệ số này quyết định răng cao hay thấp. Chiều cao của răng thường lấy $h = 2{,}25.h_a^*.m$. Các bánh răng tiêu chuẩn có $h_a^* = 1$.

- Hệ số khe hở chân răng C^*, hệ số này quyết định khe hở giữa vòng đỉnh răng và vòng tròn chân răng của bánh răng ăn khớp với nó. Cần có khe hở này để hai bánh răng không bị chèn nhau. Thông thường lấy $C^* = 0,25$.
- Hệ số bán kính cung lượn đỉnh dao gia công bánh răng ρ^*, hệ số này liên quan đến đoạn cong chuyển tiếp giữa chân răng và biên dạng răng. Giá trị thường dùng $\rho^* = 0,38$.
- Hệ số dịch dao x_1 của bánh răng dẫn, và x_2 của bánh răng bị dẫn. Giá trị hệ số dịch dao thường dùng $-1 \le x \le 1$.
- Chiều rộng vành răng bánh răng dẫn B_1 và vành răng bánh bị dẫn B_2, mm. Thường dùng $B_1 > B_2$. Mục đích: khi có sai lệch do lắp ghép, thì bộ truyền vẫn tiếp xúc đủ chiều dài tính toán B.
- Số răng của bánh dẫn z_1, của bánh bị dẫn z_2.
- Góc prôfil thanh răng sinh α, độ, còn được gọi là góc áp lực trên vòng tròn chia.



***Hình 13-7**: Kết cấu bánh răng trụ răng thẳng*

- Góc ăn khớp α_w, độ. Là góc làm bởi đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn với đường ăn khớp. Nếu $x_t = x_1 + x_2 = 0$, thì $\alpha_w = \alpha$.
- Đường kính vòng tròn chia d_1 và d_2, mm. Có quan hệ $d_1 = m.z_1$, $d_2 = m.z_2$.
- Đường kính vòng tròn lăn d_{w1} và d_{w2}, mm. Có quan hệ $d_{w1} = d_1.\cos\alpha/\cos\alpha_w$.
- Đường kính vòng tròn cơ sở d_{b1} và d_{b2}, mm. Là đường kính vòng tròn có đường thân khai được dùng làm biên dạng răng. $d_b = d.\cos\alpha$.
- Đường kính vòng tròn chân răng d_{f1} và d_{f2}, mm.
- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} và d_{a2}, mm.
- Chiều cao răng h, mm. Có quan hệ $h = (2.h_a^* + C^*).m = (d_a - d_f) / 2$.
- Khoảng cách trục a_w, là khoảng cách giữa tâm bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn; mm. Có $a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2$.
- Chiều dày đỉnh răng S_{a1}, S_{a2}, mm. Thường dùng $S_a \ge 0,2.m$.
- Chiều dày chân răng S_{f1}, S_{f2} mm. Kích thước S_f liên quan trực tiếp đến hiện tượng gẫy răng.

- Bước răng trên vòng tròn chia p, mm. Là khoảng cách đo trên vòng tròn chia của hai biên dạng răng cùng phía gần nhau nhất.

  Bước răng trên vòng tròn cơ sổ p_b, được đo trên vòng tròn cơ sổ.

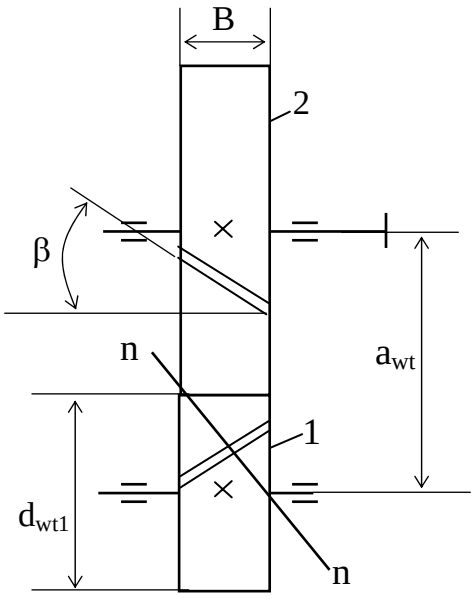
  Bước răng trên đường ăn khớp p_k, được đo trên đường ăn khớp, $p_k = p_b$.

- Hệ số trùng khớp ε_α. Giá trị của ε_α cho biết khả năng có nhiều nhất bao nhiêu đôi răng cùng ăn khớp và ít nhất có mấy đôi răng cùng ăn khớp. Hệ số trùng khớp được tính: $\varepsilon_\alpha = \overline{AE} / p_b$, trong đó $\overline{AE}$ là chiều dài của đoạn ăn khớp thực. Các cặp bánh răng thường dùng có $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}1$.

- Hệ số giảm khoảng cách trục y. Trong bộ truyền bánh răng dịch chỉnh góc, tổng hệ số dịch dao $x_t \neq 0$, khoảng cách trục $a_w = (z_1 + z_2).m.\cos\alpha/(2.\cos\alpha_w)$ - y. m.

13.1.4. Thông số hình học của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được đo trên mặt đầu của bánh răng. Một số kích thước thuộc bộ thông số này có thêm chỉ số t. Ví dụ, mô đun m_t, khoảng cách trục a_{wt}, đường kính vòng chia d_{wt1}, d_{wt2}, góc ăn khớp α_{wt}, góc profil sinh α_t vv.. (Hình 13-8). Bộ thông số này dùng để đo, kiểm tra kích thước của bộ truyền bánh răng. m_t và α_t trên mặt phẳng mút không phải lấy theo dãy số tiêu chuẩn.



***Hình 13-8**: Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng*

- Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng. Các kích thước trong mặt phẳng này có thêm chỉ số n. Ví dụ, mô đun m_n, góc profil α_n, góc ăn khớp α_{wn}, vv.. Các thông số trong mặt phẳng pháp tuyến được lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Các thông số này dùng để tính toán bộ truyền bánh răng.

- Góc nghiêng β, góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ. Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β: $0 < \beta \leq 45^0$.

- Hệ số trùng khớp dọc ε_β. Hệ số ε_β được xác định như sau (Hình 13-9):

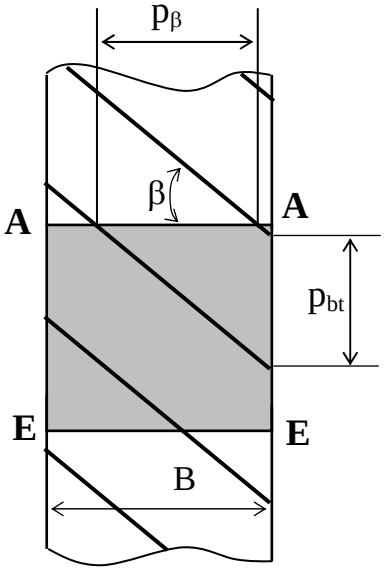
+ Giả sử triển khai mặt trụ cơ sở bánh răng dẫn và bị dẫn, đặt song song với mặt phẳng ăn khớp AA-EE. Đường thẳng của đoạn AA là đường vào khớp và EE là đường ra khớp của các cặp bánh răng.

+ Cũng như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, hệ số trùng khớp $\varepsilon_\alpha = \overline{AE} / p_{bt}$.

+ Hệ số trùng khớp dọc được tính theo công thức

$$\varepsilon_\beta = \frac{\overline{AA}}{p_\beta} = \frac{B.tg\beta}{p_{bt}}$$

Trong bộ truyền bánh răng nghiêng, nếu $\varepsilon_\beta > 1$, thì ngay cả khi $\varepsilon_\alpha < 1$ bộ truyền vẫn làm việc bình thường, vì luôn có ít nhất 1 đôi răng tiếp xúc trong vùng ăn khớp.



***Hình 13-9**: Tính hệ số trùng khớp ε_α và ε_β*

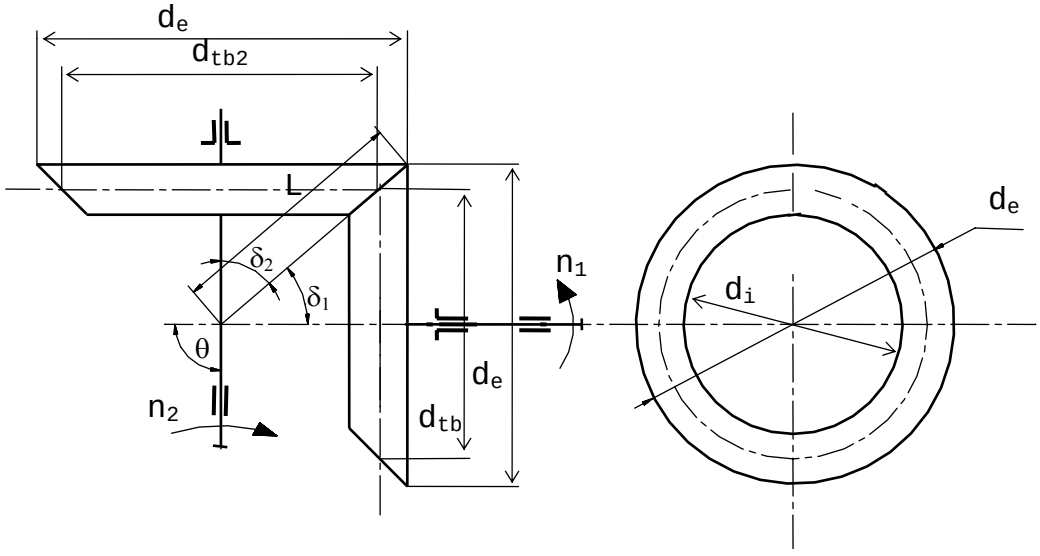
Các thông số xác định trên mặt mút và trên mặt pháp tuyến có mối liên quan như sau:

$m_n = m_t.\cos\beta$, $tg\alpha_n = tg\alpha_t.\cos\beta$

$tg\alpha_{wn} = tg\alpha_{wt}.\cos\beta$

13.1.5. Thông số hình học của bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

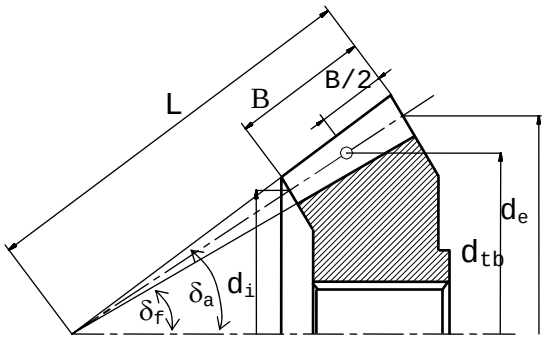
- Bộ truyền bánh răng nón răng thẳng có một bộ thông số tương tự như của bánh răng trụ răng thẳng, xác định trên mặt nón phụ lớn nhất của bánh răng, trong đó khoảng cách



***Hình 13-10**: Kích thước của bộ truyền bánh răng nón*

trục a_w được thay bằng chiều dài nón L. Bộ thông số này dùng để đo kiểm tra kích thước của bánh răng. Một số kích thước của bộ thông số này có thêm chỉ số e. Ví dụ mô đun m_e, đường kính vòng chia d_{e1}, d_{e2}, đường kính vòng đỉnh răng d_{ae1}, d_{ae2}, vv.. (Hình 13-10).

- Một số thông số được xác định trên mặt nón phụ trung bình. Các thông số có thêm chỉ số tb. Ví dụ, mô đun m_{tb}, đường kính d_{tb}, vv.. Các thông số này dùng tính toán kiểm tra bền và thiết kế bộ truyền bánh răng nón.
- Góc mặt nón chia của bánh dẫn δ_1, của bánh bị dẫn δ_2; độ. Thường dùng bộ truyền bánh răng nón có góc giữa hai trục $\theta = \delta_1 + \delta_2 = 90^0$ (Hình 13-11).



***Hình 13-11**: Kết cấu của bánh răng nón*

- Góc mặt nón chân răng δ_{f1}, δ_{f2} và góc mặt nón đỉnh răng δ_{a1}, δ_{a2}.

Các thông số xác định trên mặt mút lớn và mặt trung bình có mối liên hệ như sau:

$$m_{tb} = m_e \frac{L}{L - 0{,}5.B}, \qquad d_{tb} = d_e \frac{L}{L - 0{,}5.B}$$

13.1.6. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền bánh răng

- Số vòng quay trên trục dẫn, ký hiệu là n_1, trên trục bị dẫn n_2; v/ph.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, $u = n_1/n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$.
- Công suất trên trục dẫn, ký hiệu là P_1, công suất trên trục bị dẫn P_2; kW.
- Hiệu suất truyền động η; $\eta = P_2 / P_1$.
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_1, trên trục bị dẫn T_2; Nmm.
- Vận tốc vòng của bánh dẫn v_1, bánh bị dẫn v_2; m/s.
- Thời gian phục vụ của bộ truyền, còn gọi là tuổi bền của bộ truyền t_b; h.
- Chế độ làm việc,
- Các yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.

13.1.7. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

Độ chính xác của bộ truyền bánh răng được đánh giá qua 3 độ chính xác thành phần, đó là:

- Độ chính xác động học, được đánh giá bởi sai số giữa góc quay thực và góc quay danh nghĩa của bánh răng bị dẫn. Độ chính xác này cần cho các cơ cấu phân độ.
- Độ chính xác ăn khớp êm, được đánh giá qua tiếng ồn và sự va đập. Khi sai số bước răng, sai số prôfil lớn, thì độ chính xác ăn khớp êm thấp. Độ chính xác này quan trọng đối với những bộ truyền làm việc với số vòng quay lớn.
- Độ chính xác tiếp xúc, được xác định qua diện tích vết tiếp xúc trên mặt răng. Người ta bôi sơn lên mặt một bánh răng, cho bộ truyền làm việc, sau đó đo vết sơn trên mặt răng của bánh thứ hai. Độ chính xác này quan trọng đối với các bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng nặng.

Tiêu chuẩn quy định 12 cấp chính xác cho mỗi độ chính xác nói trên. Cấp 1 là chính xác cao nhất, cấp 12 là thấp nhất. Tùy theo đặc tính làm việc của mỗi bộ truyền, mà chọn cấp chính xác thích hợp cho từng độ chính xác. Trong một bánh răng cấp chính xác của các độ chính xác không chênh nhau quá 2 cấp. Vì mỗi độ chính xác được quyết định bởi sai lệch của một số kích thước của bánh răng. Trong một bánh răng, độ chính xác của các kích thước không thể sai lệch nhau nhiều.

Bộ truyền bánh răng thường dùng trong các máy thông dụng có cấp chính xác từ cấp 6 đến cấp 9. Đối với các bộ truyền đặc biệt quan trọng, chịu tải nặng và làm việc với tốc độ cao có thể chọn cấp chính xác cao hơn (cấp 4, 5).

Ngoài ra, để tránh hiện tượng kẹt răng theo cạnh bên, tiêu chuẩn có quy định 6 kiểu khe hổ cạnh bên. Đó là: A, B, C, D, E, H. Trong đó kiểu A có khe hổ lớn nhất, kiểu H có khe hổ cạnh bên bằng 0. Mỗi kiểu khe hổ còn có dung sai, quy định mức độ chính xác của khe hổ. Các bánh răng có độ chính xác thấp, không được chọn kiểu khe hổ nhỏ. Các bánh răng có độ chính xác cao có thể chọn kiểu khe hổ E và H. Các bộ truyền bánh răng thông dụng thường chọn kiểu khe hổ A, B, C.

Cách ghi ký hiệu độ chính xác của bộ truyền bánh răng, Ví dụ:

Ghi ký hiệu: 8 - 7 - 7 - Ba TCVN 1067-84

+ Bộ truyền bánh răng có độ chính xác động học cấp 8,
+ Độ chính xác ăn khớp êm cấp 7,
+ Độ chính xác tiếp xúc mặt răng cấp 7,
+ Dạng khe hổ cạnh răng B và dạng dung sai của khe hổ là a.

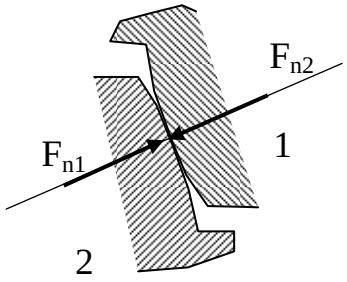
Nếu độ chính xác động học, độ chính xác ăn khớp êm và độ chính xác tiếp xúc cùng cấp thì chỉ cần ghi một số, nếu dạng dung sai trùng với dạng khe hổ thì không cần ghi dạng dung sai, ví dụ: 7 - B TCVN 1067-84.

13.1.8. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng

Tải trọng danh nghĩa của bộ truyền bánh răng chính là công suất P hoặc mô men xoắn T_1, T_2 ghi trong nhiệm vụ thiết kế. Từ đó ta tính được lực tiếp tuyến F_t trên vòng tròn lăn, và lực pháp tuyến F_n tác dụng trên mặt răng (Hình 13-12).

$$F_t = \frac{2.T_1}{d_{w1}} = \frac{2.T_2}{d_{w2}}, \quad \text{hoặc } F_t = \frac{2.T_1}{d_{tb1}} = \frac{2.T_2}{d_{tb2}}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_{wn}.\cos\beta}$$

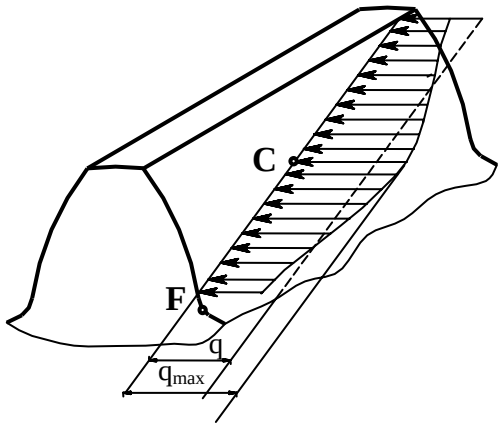


***Hình 13-12**: Lực tác dụng trên mặt răng bánh răng*

Ngoài tải trọng danh nghĩa nêu trên, khi bộ truyền làm việc, do va đập, có thêm tải trọng động tác dụng lên răng. Tải trọng này tỷ lệ với vận tốc làm việc, được ký hiệu là F_v. Tính chính xác F_v tương đối khó khăn, nên người ta kể đến nó bằng hệ số tải trọng động K_v.

Khi có nhiều đôi răng cùng ăn khớp, tải trọng phân bố không đều trên các đôi răng, sẽ có một đôi răng chịu tải lớn hơn các đôi khác. Để đôi răng này đủ bền, khi tính toán ta phải tăng tải trọng danh nghĩa lên K_α lần, $K_\alpha \geq 1$. K_α gọi là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều trên các đôi răng.

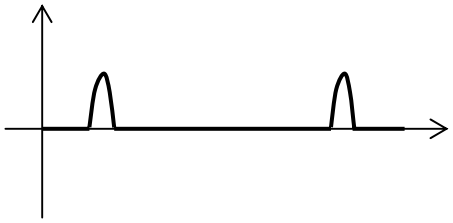
Trên từng đôi răng, do độ cứng khác nhau của các điểm tiếp xúc, tải trọng phân bố không đều dọc theo chiều dài răng (Hình 13-13). Như vậy để cho điểm chịu tải lớn nhất của răng đủ bền, khi tính toán phải tăng tải danh nghĩa lên K_β lần, $K_\beta \geq 1$. K_β gọi là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều trên chiều dài răng.



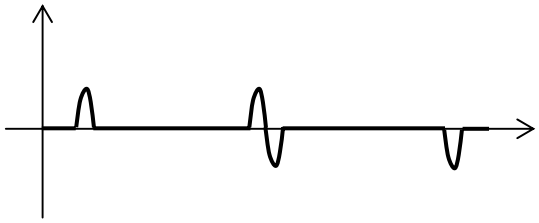
***Hình 13-13**: Tải trọng phân bố không đều dọc theo chiều dài răng*

Tải trọng tác dụng lên răng sẽ gây nên ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trên răng. Khi ứng suất vượt quá giá trị cho phép thì bánh răng bị hỏng. Sự hỏng hóc sẽ bắt đầu từ những điểm nguy hiểm của răng. Qua thực tế sử dụng và phân tích biến dạng của răng,

người ta nhận thấy ứng suất tiếp xúc σ_H tại điểm C có giá trị lớn nhất; tại điểm F có tập trung ứng suất, vết nứt thường bắt đầu ở đây, phát triển dần lên và làm gẫy răng.



***Hình 13-14**: Chu trình mạch động của ứng suất σ_H và σ_F*



***Hình 13-15**: Chu trình đối xứng của σ_F, khi bộ truyền làm việc 2 chiều*

Khi răng vào ăn khớp, ứng suất σ_H và σ_F có giá trị khác không, khi ra khỏi vùng ăn khớp giá trị của nó bằng không. Như vậy ứng suất trên răng là ứng suất thay đổi, răng bị hỏng do mỏi.

Ứng suất σ_H là ứng suất thay đổi theo chu trình mạch động (Hình 13-14).

Ứng suất σ_F thay đổi theo chu trình mạch động, khi bộ truyền làm việc một chiều. Và σ_F được coi là thay đổi theo chu trình đối xứng, khi bộ truyền làm việc hai chiều, bộ truyền đảo chiều quay nhiều lần trong quá trình làm việc (Hình 13-15).

13.1.9. Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền bánh răng

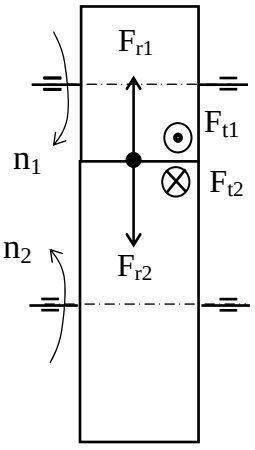
Để tính toán trục và ổ mang bánh răng, cần biết các thành phần lực tác dụng lên nó. Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ chịu tác dụng của những lực sau:

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, gồm có các lực (Hình 13-16):

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2.

  Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = 2.T_1/d_{w1}$.

- Lực hướng tâm F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng



***Hình 13-16**: Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng*

về phía trục II.

Giá trị $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.tg\alpha_w$.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng gồm có các lực tác dụng sau (Hình 13-17):

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2.

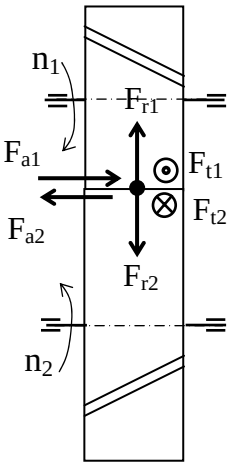
  Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = 2.T_1/d_{wt1}$.

- Lực hướng tâm F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

  Giá trị $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.tg\alpha_{wt}$.

- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường răng.

  Giá trị $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1}.tg\beta$.



***Hình 13-17**: Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng*

Đối với bộ truyền bánh răng nón răng thẳng có các lực tác dụng như sau (Hình 13-18):

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2.

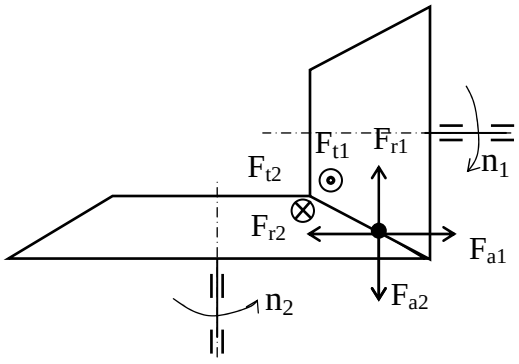
  Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = 2.T_1/d_{tb1}$.

- Lực hướng tâm F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

  Giá trị $F_{r1} = F_{t1}.tg\alpha_w.cos\delta_1$.

  $F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha_w.cos\delta_2$.

- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2}



***Hình 13-18**: Lực trong bộ truyền bánh răng nón*

song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

Giá trị $F_{a1} = F_{t1}.tg\alpha_w.\sin\delta_1 = F_{r2}$

$F_{a2} = F_{t2}.tg\alpha_w.\sin\delta_2 = F_{r1}$.

13.2. Tính bộ truyền bánh răng

13.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gẫy răng bánh răng, một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh răng. Gẫy răng là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận.

  Gẫy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và được bôi trơn đầy đủ.

  Nguyên nhân: do ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.

- Mòn răng, ở phía chân răng và đỉnh răng có trượt biên dạng, nên răng bị mài mòn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có ứng suất tiếp xúc trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- Dính xước mặt răng, trên bề mặt răng có dính các mẩu kim loại, kèm theo những vết xước. Dính xước làm mặt răng bị hỏng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dính xước thường xảy ra ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất lớn, và vận tốc làm việc cao.

  Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt răng đối diện, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước mặt răng trong những lần vào ăn khớp tiếp theo. Cứ như thế mặt răng bị phá hỏng.

- Biến dạng mặt răng, trên bánh răng dẫn có rãnh ở phía giữa, còn trên bánh răng bị dẫn có gờ ở phía giữa răng, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không

tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn, lưu lại trên mặt răng lâu, lớp mặt răng mềm ra, kim loại bị xô đẩy từ chỗ nọ sang chỗ kia. Do chiều của lực ma sát, trên răng bánh dẫn kim loại bị đẩy về phía chân răng và đỉnh răng, còn trên bánh bị dẫn kim loại dồn về phía giữa răng.

- Bong mặt răng, có những vẩy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nitơ, thấm than.

  Nguyên nhân: do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng.

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền bánh răng theo các chỉ tiêu:

$$\sigma_H \le [\sigma_H] \qquad (13\text{-}1)$$

$$\sigma_F \le [\sigma_F] \qquad (13\text{-}2)$$

Đồng thời chọn chế độ và phương pháp nhiệt luyện hợp lý.

Trong đó σ_H là ứng suất tiếp xúc tại điểm nguy hiểm trên mặt răng,

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của mặt răng, tính theo sức bền mỏi,

σ_F là ứng suất uốn tại điểm nguy hiểm trên tiết diện chân răng,

$[\sigma_F]$ là ứng suất uốn cho phép của răng, tính theo sức bền mỏi.

Tính toán bộ truyền bánh răng theo chỉ tiêu 13-1, gọi là tính theo sức bền tiếp xúc.

Tính theo chỉ tiêu 13-2, gọi là tính theo sức bền uốn.

Nếu bộ truyền bánh răng chịu tải trọng quá tải trong một thời gian rất ngắn, cần phải kiểm tra các bánh răng theo sức bền tĩnh, gọi là tính bộ truyền bánh răng theo quá tải.

13.2.2. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc sinh ra trên mặt răng được xác định theo công thức Héc

$$\sigma_H = Z_M . \sqrt{\frac{q_n}{2.\rho}} \qquad (13\text{-}3)$$

Trong đó Z_M là hệ số kể đến cơ tính của vật liệu chế tạo các bánh răng, $MPa^{1/2}$

$$Z_M = \sqrt{\frac{2.E_1.E_2}{\pi.[E_2.(1-\mu_1^2)+E_1.(1-\mu_2^2)]}}$$

E_1, E_2 là mô đun đàn hồi của vật liệu bánh răng 1 và 2,

μ_1, μ_2 là hệ số Poát xông của vật liệu bánh răng 1 và 2,

q_n là cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc của răng, N/mm

$$q_n = \frac{F_n}{l_H}.K_{Hv}.K_{H\beta}$$

K_{Hv} là hệ số kể đến tải trọng động dùng để tính ứng suất tiếp xúc,

$K_{H\beta}$ là hệ số kể đến phân bố tải không đều trên chiều dài răng, khi tính ứng suất tiếp xúc,

l_H là chiều dài tiếp xúc của các đôi răng. Lấy gần đúng $l_H = B$,

Coi như có một đôi răng ăn khớp. Thực tế số đôi răng ăn khớp có lúc lớn hơn 1. Để kể đến sự khác biệt này người ta đưa vào hệ số điều chỉnh Z_ε. Hệ số Z_ε được tính theo công thức kinh nghiệm $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$

ρ là bán kính cong tương đương của hai bề mặt tại điểm tiếp xúc,

$$\rho = \frac{\rho_1.\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$$

ρ_1 là bán kính cong của điểm giữa răng bánh dẫn, gần đúng $\rho_1 = d_{w1}.\sin\alpha_w/2$,

ρ_2 là bán kính cong của điểm giữa răng bánh bị dẫn, có $\rho_2 = d_{w2}.\sin\alpha_w/2$.

Kể đến sự khác biệt giữa mặt thân khai và mặt trụ, người ta đưa vào hệ số điều chỉnh Z_H. Hệ số Z_H được tính theo công thức kinh nghiệm $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$

Thay $F_n = F_t/\cos\alpha_w$, cùng các thông số khác vào công thức Héc, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M.Z_\varepsilon.Z_H}{d_{w1}}\sqrt{\frac{2.T_1.K_{Hv}.K_{H\beta}(u+1)}{B.u}} \qquad (13\text{-}4)$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện mặt răng, tầm quan trọng của bộ truyền và số chu kỳ ứng suất trong suốt thời gian sử dụng bộ truyền. Có thể tra trực tiếp từ các bảng, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc, được thực hiện như sau:

- Tính ứng suất tiếp xúc sinh ra trên điểm nguy hiểm của mặt răng, điểm giữa răng nằm trên vòng tròn lăn, theo công thức (13-4).
- Xác định ứng tiếp xúc cho phép của bánh dẫn $[\sigma_{H1}]$, và của bánh bị dẫn $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- So sánh giá trị σ_H và $[\sigma_H]$, kết luận. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_H]$, bộ truyền đủ sức bền tiếp xúc.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc, thực hiện những nội dung chính sau:

- Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện các bánh răng. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \le [\sigma_H]$ thỏa mãn, sử dụng công thức 13-4, với các chú ý:

  + Hai bánh răng thường bằng thép, nên lấy gần đúng $Z_M = 275\ MPa^{1/2}$,

  + Bánh răng tiêu chuẩn dùng góc profil $\alpha = 20^0$, và hệ số dịch dao không lớn, do đó có thể lấy gần đúng $Z_H = 1{,}76$,

  + Các bộ truyền bánh răng thường dùng có hệ số trùng khớp $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}6$,

  + Đặt phương trình phụ $\psi_a = B/a_w$, ψ_a được gọi là hệ số chiều rộng bánh răng theo khoảng cách trục. Hoặc $\psi_d = B/d_{w1}$, là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính bánh dẫn. Có quan hệ $\psi_d = \psi_a.(u+1)/2$. Giá trị của ψ_a được chọn theo kinh nghiệm. Mặt răng có độ rắn cao, dùng giá trị nhỏ, và ngược lại:

  Nếu bánh răng đặt đối xứng so với hai ổ đỡ, lấy $\psi_a = 0{,}3 \div 0{,}5$.
  Nếu bánh răng đặt không đối xứng so với hai ổ đỡ, lấy $\psi_a = 0{,}25 \div 0{,}4$.
  Nếu bánh răng đặt về một phía so với hai ổ đỡ, lấy $\psi_a = 0{,}2 \div 0{,}25$.
  Đối với bộ truyền bánh răng chữ V, lấy $\psi_a = 0{,}4 \div 0{,}6$.

Ta có công thức tính đường kính bánh răng dẫn, hoặc khoảng cách trục như sau:

$$d_{w1} = 77.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\nu}.K_{H\beta}.(u+1)}{\psi_d.u.[\sigma_H]^2}} \qquad (13\text{-}5)$$

$$a_w = 50.(u+1).\sqrt[3]{\frac{T_2.K_{H\nu}.K_{H\beta}}{\psi_a.u^2.[\sigma_H]^2}} \qquad (13\text{-}6)$$

- Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy mô đun $m = (0{,}01 \div 0{,}02).a_w$, chọn giá trị của m trong dãy số tiêu chuẩn. Tính các thông số khác của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_a.a_w$; $d_{w2} = u.d_{w1}$; $Z_1 \approx d_{w1}/m$, vv..

13.2.3. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền uốn

Trường hợp nguy hiểm nhất đối với dạng hỏng gẫy răng là toàn bộ lực F_n tác dụng lên một đôi răng, đặt tại đỉnh răng. Lực F_n được phân thành hai phần, lực nén răng F_{nn} và lực uốn răng F_{nu} (Hình 13-19).

$$F_{nn} = F_n.\sin\alpha_a$$
$$F_{nu} = F_n.\cos\alpha_a$$

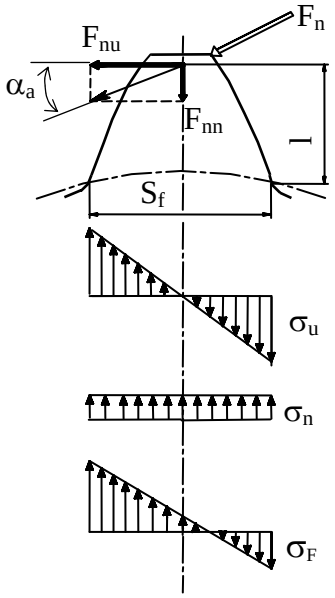
α_a là góc áp lực trên vòng tròn đỉnh răng.

Lực F_{nn} gây ứng suất nén σ_n trên tiết diện chân răng, còn F_{nu} tạo nên mô men uốn $M_u = F_{nu}.l$ gây ứng suất uốn σ_u trên tiết diện chân răng.

$$\sigma_n = F_{nn} / B.S_f$$

$$\sigma_u = 6.F_{nu}.l / (B.S_f^2).$$

Vết nứt chân răng thường xuất hiện ở phía chịu kéo của chân răng, nên giá trị của ứng suất tổng σ_F được tính theo công thức: $\sigma_F = \sigma_u - \sigma_n$



***Hình 13-19**: Ứng suất trên tiết diện chân răng*

Đặt l = e.m, và S_f = g.m. Trong đó e và g là hằng số tính toán, m là mô đun răng.

Và tính lực pháp tuyến $F_n = \dfrac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}}{d_{w1}.\cos\alpha_w}$.

K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động, tính cho sức bền uốn,

$K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều dọc theo chiều dài răng.

Thay các giá trị các thông số vào công thức tính ứng suất σ_F, ta có:

$$\sigma_F = \frac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}}{d_{w1}.B.m}\left(\frac{6.e.\cos\alpha_a}{g^2.\cos\alpha_w} - \frac{\sin\alpha_a}{g.\cos\alpha_w}\right) = \frac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}}{d_{w1}.B.m}.Y_F$$

Với $Y_F = \dfrac{6.e.\cos\alpha_a}{g^2.\cos\alpha_w} - \dfrac{\sin\alpha_a}{g.\cos\alpha_w}$ gọi là hệ số dạng răng

Giá trị của Y_F không phụ thuộc mô đun m, mà chỉ phụ thuộc vào các thông số xác định hình dạng của răng. Y_F được gọi là hệ số dạng răng. Khi tính bánh răng, xác định giá trị của Y_F từ các bảng tra trong sách Bài tập Chi tiết máy, phụ thuộc vào số răng z và hệ số dịch dao x của bánh răng.

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}}{d_{w1}.B.m}.Y_{F1}; \qquad \sigma_{F2} = \sigma_{F1}.\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \tag{13-7}$$

Giá trị của $[\sigma_F]$ được chọn phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện thể tích răng, số chu kỳ ứng suất uốn, tầm quan trọng của bánh răng, kích thước của răng. Có thể tra trong sổ tay thiết kế, sách Bài tập Chi tiết máy.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng theo sức bền uốn, được thực hiện như sau:

- Xác định ứng suất cho phép của bánh răng dẫn $[\sigma_{F1}]$, và $[\sigma_{F2}]$ của bánh răng bị dẫn, từ các bảng tra, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F1} của bánh dẫn, và Y_{F2} của bánh bị dẫn.
- Tính ứng suất uốn σ_{F1} trên tiết diện chân răng bánh dẫn, và σ_{F2} trên tiết diện chân răng bánh bị dẫn, theo công thức (13-7).
- So sánh σ_{F1} với $[\sigma_{F1}]$, và σ_{F2} với $[\sigma_{F2}]$, đưa ra kết luận:
  Nếu $\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$, bánh răng 1 đủ bền. Nếu $\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$, bánh răng 2 đủ bền.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh răng theo sức bền uốn, thực hiện những nội dung chủ yếu sau:

- Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện thể tích cho bánh răng 1 và 2. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{F1}]$ và $[\sigma_{F2}]$.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F1} của bánh dẫn, tra bảng theo số răng z_1 và x_1; Y_{F2} của bánh bị dẫn, tra bảng theo số răng z_2 và x_2.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$ thỏa mãn, Từ công thức (13-7) ta rút ra được:

$$m \ge 1.4\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{F\nu}.K_{F\beta}.Y_{F1}}{z_1^2.\psi_d.[\sigma_{F1}]}} \qquad (13\text{-}8)$$

ψ_d là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính d, lấy theo kinh nghiệm như trong phần tính bánh răng theo sức bền tiếp xúc.

Lấy giá trị của m theo dãy số tiêu chuẩn.

- Kiểm tra sức bền uốn của bánh răng 2. nếu không đủ bền thì phải chọn tăng giá trị mô đun m lên.
- Tính các thông số khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của các bánh răng.

13.2.4. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và răng chữ V

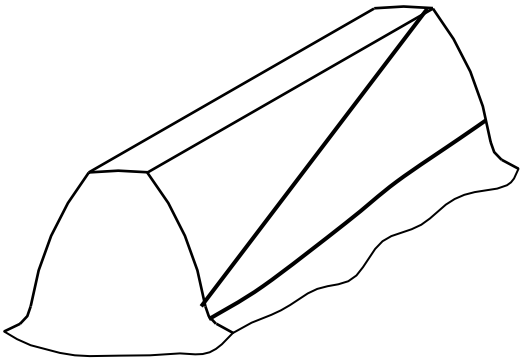
Phương pháp tính bộ truyền bánh răng nghiêng và bánh răng chữ V tương tự như tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng. Công thức tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng được thiết lập bằng cách: phân tích những đặc điểm về sức bền của

bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng, đưa vào công thức tính toán bánh răng trụ răng thẳng các hệ số điều chỉnh, kể đến sự khác biệt về sức bền giữa bánh răng nghiêng và bánh răng thẳng.

Bộ truyền bánh răng chữ V là dạng đặc biệt của bánh răng nghiêng, mọi kết quả tính toán bánh răng nghiêng có thể sử dụng để tính bánh răng chữ V.

a) Đặc điểm về sức bền của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng

- Bộ truyền bánh răng nghiêng ăn khớp êm hơn bộ truyền bánh răng thẳng, do đó tải trọng động nhỏ hơn, giá trị của hệ số K_v nhỏ hơn so với bánh răng thẳng.
- Khi tính chiều dài tiếp xúc l_H trong bộ truyền bánh răng nghiêng, ta kể đến tất cả các đôi răng trong vùng ăn khớp, nên cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc q_n nhỏ hơn so với bánh răng thẳng. Kể đến sự khác biệt này, người ta dùng hệ số Z_ε. $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$. Đồng thời phải đưa hệ số kể đến sự phân bố tải không đều cho các đôi răng K_α vào công thức tính toán.
- Đường tiếp xúc của một đôi răng trong bánh răng nghiêng nằm chếch trên mặt răng (Hình 13-20). Do đó chiều dài cánh tay đòn l = g.m của mô mem uốn M_u nhỏ hơn; đồng thời tiết diện nguy hiểm lệch so với tiết diện chân răng một góc, nên mô men chống uốn của tiết diện nguy hiểm lớn hơn so với tiết diện chân răng. Như vậy, ứng suất uốn σ_F trong bánh răng nghiêng nhỏ hơn so với bánh răng thẳng.



***Hình 13-20**: Đường tiếp xúc nằm chếch trên mặt răng của bánh răng nghiêng*

- Dạng răng của bánh răng nghiêng trên mặt phẳng vuông góc với phương răng (mặt pháp tuyến), giống dạng răng của một bánh răng thẳng có thông số mô đun $m_{td} = m_n$, và $z_{td} = z/\cos^3\beta$. Bánh răng này được gọi là bánh răng thẳng tương đương của bánh răng nghiêng. Khả năng tải của bánh răng thẳng tương đương bằng với khả năng tải của bánh răng nghiêng, ta có thể tính toán bánh răng nghiêng thông qua việc tính toán bánh răng thẳng tương đương. Như vậy, với kích thước như nhau, bánh răng nghiêng có góc β càng lớn thì khả năng tải càng lớn.

b) Tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền tiếp xúc

Xuất phát từ công thức Héc, có kể đến những đặc điểm về sức bền của bánh răng nghiêng, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc của bánh răng trụ răng nghiêng

$$\sigma_H = \frac{Z_M.Z_\varepsilon.Z_H}{d_{wt1}}\sqrt{\frac{2.T_1.K_{Hv}.K_{H\beta}.K_{H\alpha}.(u+1)}{B.u}} \qquad (13\text{-}9)$$

Trong đó: Hệ số kể đến vật liệu Z_M lấy tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

Hệ số kể đến có nhiều đôi răng ăn khớp $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$,

Hệ số kể đến hình dạng mặt răng $Z_H = \sqrt{\frac{2.\cos\beta}{\sin 2\alpha_{wt}}}$

Giá trị của các hệ số K_{Hv}, $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế cơ khí, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ được lấy tương tự như tính bánh răng trụ răng thẳng.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền tiếp xúc, được thực hiện như sau:

- Tính ứng suất tiếp xúc sinh ra trên điểm nguy hiểm của mặt răng, điểm giữa răng nằm trên vòng tròn lăn, theo công thức (13-9).
- Xác định ứng tiếp xúc cho phép của bánh dẫn $[\sigma_{H1}]$, và của bánh bị dẫn $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- So sánh giá trị σ_H và $[\sigma_H]$, kết luận. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_H]$, bộ truyền đủ sức bền tiếp xúc.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền tiếp xúc, thực hiện những nội dung chính sau:

- Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện các bánh răng. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \le [\sigma_H]$ thỏa mãn, sử dụng công thức 13-9, với các chú ý:

  + Hai bánh răng thường bằng thép, nên lấy gần đúng $Z_M = 275\ MPa^{1/2}$,

  + Bánh răng tiêu chuẩn dùng góc profil $\alpha = 20^0$, và hệ số dịch dao không lớn, do đó có thể lấy gần đúng $Z_H = 1{,}76$,

  + Các bộ truyền bánh răng thường dùng có hệ số trùng khớp $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}6$,

  + Đặt phương trình phụ $\psi_a = B/a_{wt}$, ψ_a được gọi là hệ số chiều rộng bánh răng theo khoảng cách trục. Hoặc $\psi_d = B/d_{wt1}$, là hệ số chiều rộng bánh răng theo

đường kính bánh dẫn. Giá trị của ψ_a được chọn theo kinh nghiệm, tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

Ta có công thức tính đường kính bánh răng dẫn, hoặc khoảng cách trục như sau:

$$d_{wt1} = 68.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{Hv}.K_{H\beta}.K_{H\alpha}.(u+1)}{\psi_d.u.[\sigma_H]^2}} \qquad (13\text{-}10)$$

$$a_{wt} = 48.(u+1).\sqrt[3]{\frac{T_2.K_{Hv}.K_{H\beta}.K_{H\alpha}}{\psi_a.u^2.[\sigma_H]^2}} \qquad (13\text{-}11)$$

Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy mô đun $m_n = (0{,}01 \div 0{,}02).a_{wt}$, chọn giá trị của m_n trong dãy số tiêu chuẩn. Tính mô đun m_t và các thông số khác của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_a.a_{wt}$; $d_{wt2} = u.d_{wt1}$; $Z_1 \approx d_{wt1}/m_t$, vv..

c) Tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền uốn

Thực hiện tính toán tương tư như với bánh răng trụ răng thẳng, có kể đến những đặc điểm về sức bền, ta có công thức tính ứng suất uốn tại tiết diện chân răng của các bánh răng như sau:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}.K_{F\alpha}}{d_{wt1}.B.m_n}.Y_{F1}.Y_\varepsilon.Y_\beta$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}.\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \qquad (13\text{-}12)$$

Trong đó: Giá trị của hệ số dạng răng Y_{F1} tra bảng theo số răng z_{td1} và x_1; hệ số dạng răng Y_{F2} tra bảng theo số răng z_{td2} và x_2.

Y_β là hệ số kể đường tiếp xúc nằm chếch trên mặt răng, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$,

Y_ε là hệ số kể đến có nhiều đôi răng cùng ăn khớp, $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$.

Giá trị của các hệ số K_{Fv}, $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ được lấy từ bảng tra trong Sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền uốn, được thực hiện như sau:

- Xác định ứng suất cho phép của bánh răng dẫn $[\sigma_{F1}]$, và $[\sigma_{F2}]$ của bánh răng bị dẫn, từ các bảng tra, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F1} của bánh dẫn, và Y_{F2} của bánh bị dẫn.
- Tính ứng suất uốn trên tiết diện chân răng bánh dẫn σ_{F1}, và σ_{F2} trên tiết diện chân răng bánh bị dẫn, theo công thức (13-12).

- So sánh σ_{F1} với $[\sigma_{F1}]$, và σ_{F2} với $[\sigma_{F2}]$, đưa ra kết luận:
  Nếu $\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$, bánh răng 1 đủ bền. Nếu $\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$, bánh răng 2 đủ bền.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh răng theo sức bền uốn, thực hiện những nội dung chủ yếu sau:

- Chọn vật liệu, phương pháp nhiệt luyện thể tích cho bánh răng 1 và 2. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{F1}]$ và $[\sigma_{F2}]$.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F1} của bánh dẫn, tra bảng theo số răng z_{td1} và x_1; Y_{F2} của bánh bị dẫn, tra bảng theo số răng z_{td2} và x_2.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$ thỏa mãn, ta tính được:

$$m_n \ge 1.12.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}.K_{F\alpha}.Y_{F1}}{z_{td1}^2.\psi_d.[\sigma_{F1}]}} \qquad (13\text{-}12)$$

ψ_d là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính d, lấy theo kinh nghiệm như trong phần tính bánh răng theo sức bền tiếp xúc.

Lấy giá trị của m_n theo dãy số tiêu chuẩn.

- Kiểm tra sức bền uốn của bánh răng 2. nếu không đủ bền thì phải chọn tăng giá trị mô đun m_n lên.
- Tính mô đun m_t và các thông số khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của các bánh răng.

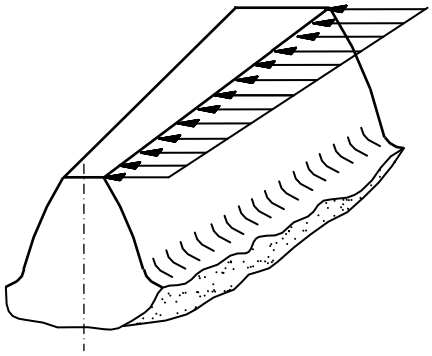
13.2.5. Tính bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

Tính bộ truyền bánh răng nón được thực hiện tương tự như tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng. Các công thức tính bộ truyền bánh răng nón được thiết lập bằng cách: phân tích những đặc điểm về sức bền của bánh răng nón so với bánh răng trụ, đưa vào công thức tính toán bánh răng trụ các hệ số điều chỉnh, kể đến sự khác biệt về sức bền giữa bánh răng nón và bánh răng trụ.

a) Đặc điểm về sức bền của bánh răng nón so với bánh răng trụ

- Tiết diện răng của bánh răng nón có kích thước thay đổi dọc theo chiều dài răng, càng về phía đỉnh nón, kích thước càng nhỏ. Song, tải trọng phân bố trên đường tiếp xúc của răng cũng tỷ lệ với kích thước tiết diện răng, nên giá trị ứng suất tiếp xúc σ_H và ứng suất uốn σ_F tại các tiết diện không thay đổi dọc theo chiều dài răng (Hình13-21). Thường người ta tính toán bộ truyền bánh răng nón theo tiết diện trung bình của răng.

- Dạng răng của bánh răng nón răng thẳng trên mặt nón phụ trung bình, giống như dạng răng của bánh răng trụ răng thẳng có các các thông số $m_{td} = m_{tb}$, $z_{td}=z/\cos\delta$. Bánh răng thẳng này được gọi là bánh răng tương đương. Khả năng tải của bộ truyền bánh răng nón bằng 0,85 khả năng tải của bánh răng thẳng tương đương. Do đó, có thể tính toán bộ truyền bánh răng nón qua bánh răng thẳng tương đương, với tải trọng tăng lên 1/0,85 lần.



***Hình 13-21**: Kích thước tiết diện răng và sự phân bố tải trọng*

b) Tính bộ truyền bánh răng nón răng thẳng theo sức bền tiếp xúc

Xuất phát từ công thức Héc, có kể đến những đặc điểm về sức bền của bánh răng nón, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc của bộ truyền bánh răng nón:

$$\sigma_H = \frac{Z_M.Z_\varepsilon.Z_H}{d_{tb1}}\sqrt{\frac{2.T_1.K_{Hv}.K_{H\beta}.\sqrt{u^2+1}}{0{,}85.B.u}} \qquad (13\text{-}13)$$

Trong đó: Hệ số kể đến vật liệu Z_M lấy tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

Giá trị của hệ số kể đến có nhiều đôi răng ăn khớp Z_ε, và hệ số Z_H được lấy tương tự như bánh răng trụ.

Giá trị của các hệ số K_{Hv}, $K_{H\beta}$, được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ được lấy tương tự như tính bánh răng trụ răng thẳng.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng theo sức bền tiếp xúc, được thực hiện như sau:

- Tính ứng suất tiếp xúc sinh ra trên điểm nguy hiểm của mặt răng, theo công thức (13-13).
- Xác định ứng tiếp xúc cho phép của bánh dẫn $[\sigma_{H1}]$, và của bánh bị dẫn $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- So sánh giá trị σ_H và $[\sigma_H]$, kết luận. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_H]$, bộ truyền đủ sức bền tiếp xúc.

Bài toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo sức bền tiếp xúc, cần thực hiện những nội dung chính sau:

- Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện các bánh răng. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$. Lấy $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \le [\sigma_H]$ thỏa mãn, sử dụng công thức 13-13, với các chú ý:

  Đặt phương trình phụ $\psi_d = B/d_{tb1}$, là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính bánh dẫn. Giá trị của ψ_d được chọn trong khoảng từ 0,3 đến 0,6 tuỳ theo vị trí của bánh răng so với hai giá đỡ.

  Ta có công thức tính đường kính trung bình của bánh răng dẫn như sau:

$$d_{tb1} = 77.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{Hv}.K_{H\beta}.\sqrt{u^2+1}}{0{,}85.\psi_d.u.[\sigma_H]^2}} \qquad (13\text{-}14)$$

Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy mô đun $m_{tb} = (0{,}02 \div 0{,}03).d_{tb1}$, có thể chọn giá trị của m_{tb} trong dãy số tiêu chuẩn. Tính mô đun m_e và các thông số khác của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_d.d_{tb1}$; $d_{tb2} = u.d_{tb1}$; $Z_1 \approx d_{tb1}/m_{tb}$, vv..

c) Tính bộ truyền bánh răng nón theo sức bền uốn

Thực hiện tính toán tương tư như với bánh răng trụ răng thẳng, có kể đến những đặc điểm về sức bền, ta có công thức tính ứng suất uốn tại tiết diện chân răng của các bánh răng như sau:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1.K_{Fv}.K_{F\beta}}{0{,}85.d_{tb1}.B.m_{tb}}.Y_{F1}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}.\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \qquad (13\text{-}15)$$

Trong đó: Giá trị của hệ số dạng răng Y_{F1} tra bảng theo số răng $z_{td1} = z_1/\cos\delta_1$ và x_1; hệ số dạng răng Y_{F2} tra bảng theo số răng $z_{td2} = z_2/\cos\delta_2$ và x_2.

Giá trị của các hệ số K_{Fv}, $K_{F\beta}$ được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng theo sức bền uốn, được thực hiện như sau:

- Xác định ứng suất $[\sigma_{F1}]$ cho phép của bánh răng dẫn, và $[\sigma_{F2}]$ của bánh răng bị dẫn, từ các bảng tra, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F1} của bánh dẫn, và Y_{F2} của bánh bị dẫn.
- Tính ứng suất uốn σ_{F1} trên tiết diện chân răng bánh dẫn, và σ_{F2} trên tiết diện chân răng bánh bị dẫn, theo công thức (13-15).

- So sánh σ_{F1} với $[\sigma_{F1}]$, và σ_{F2} với $[\sigma_{F2}]$, đưa ra kết luận:

  Nếu $\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$, bánh răng 1 đủ bền. Nếu $\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$, bánh răng 2 đủ bền.

13.2.6. Kiểm tra bền bộ truyền bánh răng theo tải trọng quá tải

Có một số trường hợp, trong khi làm việc, tải trọng tác dụng lên bánh răng tăng đột ngột trong một khoảng thời gian ngắn. Tải trọng này gọi là tải trọng quá tải, ký hiệu là T_{1max}, T_{2max}. Trong trường hợp này cần kiểm tra sức bền tĩnh của bộ truyền bánh răng theo tải trọng quá tải.

Chỉ tiêu tính toán:

$$\sigma_{Hqt} \le [\sigma_{Hqt}]$$
$$\sigma_{Fqt} \le [\sigma_{Fqt}]$$

Trong đó: σ_{Hqt} và σ_{Fqt} là ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn sinh ra trên răng, tính theo tải trọng quá tải T_{max},

$[\sigma_{Hqt}]$ và $[\sigma_{Fqt}]$ là ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép theo sức bền tĩnh.

Ứng suất σ_{Hqt} và σ_{Fqt} được tính theo công thức:

$$\sigma_{Hqt} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}}, \qquad (13\text{-}16)$$

$$\sigma_{Fqt} = \sigma_F \cdot \frac{T_{1max}}{T_1}. \qquad (13\text{-}17)$$

Ứng suất cho phép $[\sigma_{Hqt}]$ và $[\sigma_{Fqt}]$ được xác định bằng cách tra bảng theo sức bền tĩnh của bánh răng, hoặc tính theo độ rắn mặt răng.

$$[\sigma_{Hqt}] \approx 2{,}2.HB \text{ MPa},$$
$$[\sigma_{Fqt}] \approx 2{,}7.HB \text{ MPa}.$$

Bài toán kiểm tra bền bánh răng theo tải trọng quá tải, được thực hiện như sau:

- Tính ứng suất σ_{Hqt} trên mặt răng theo công thức (13-6) và σ_{Fqt1}, σ_{Fqt2} của các răng theo công thức 13-17.
- Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{Hqt1}]$, $[\sigma_{Hq2}]$, $[\sigma_{Fqt1}]$ và $[\sigma_{Fqt2}]$ của các bánh răng,
- So sánh giá trị ứng suất sinh ra trên răng và ứng suất cho phép, kết luận,

  Nếu $\sigma_{Hqt} \le \min([\sigma_{Hqt1}], [\sigma_{Hq2}])$, các bánh răng đủ sức bền tiếp xúc tĩnh,

  Nếu $\sigma_{Fqt1} \le [\sigma_{Fqt1}]$ răng của bánh răng dẫn đủ sức bền uốn tĩnh.

  Nếu $\sigma_{Fqt2} \le [\sigma_{Fqt2}]$, răng của bánh răng bị dẫn đủ sức bền uốn tĩnh.

13.2.7. Vật liệu chế tạo bánh răng và ứng suất cho phép

Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại.

Tuỳ theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép ra hai nhóm chính:

- Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt BH ≤ 350

  Trước khi cắt răng, người ta nhiệt luyện phôi liệu bằng tôi cải thiện hoặc thường hoá. Sau khi cắt răng không phải tôi và sửa răng. Chi phí cho cắt gọt tương đối thấp.

  Để hạn chế dính xước răng, và đảm bảo sức bền đều cho hai bánh răng, vì số chu kỳ ứng suất của bánh 1 lớn hơn của bánh 2, nên chọn vật liệu bánh răng nhỏ khác vật liệu bánh răng lớn. Thường chọn bánh dẫn có $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$, HB_2 là độ rắn mặt răng bánh bị dẫn.

  Đối với các bánh răng chịu tải trọng nhỏ và trung bình nên chọn thép C40, C45, C50Mn, tôi cải thiện.

  Đối với các bánh răng chịu tải nhỏ, dùng trong các cơ cấu không quan trọng, có thể chọn thép CT51, CT61, C40, C45, thường hoá.

- Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt HB > 350

  Các bánh răng thuộc nhóm này, được gia công phức tạp hơn. Phôi liệu được ủ cho ổn định, sau đó đem cắt răng. Thực hiện tôi bề mặt: thường thấm than, thấm nitơ, thấm xianua trước khi tôi. Sau khi tôi phải gia công sửa răng bằng nguyên công mài hoặc nghiền.

  Nên chọn hai bánh răng bằng cùng một loại vật liệu, nhiệt luyện đạt độ rắn bề mặt như nhau.

  Thường dùng các thép có hàm lượng các bon thấp như: thép C15, C20, 15Cr, 20Cr, bề mặt được thấm than trước khi tôi.

Giá trị của ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$, có thể tra bảng, hoặc xác định theo công thức kinh nghiệm:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}.S_H.Z_R.Z_V.Z_{XH}$$

Trong đó: σ_{Hlim} là giới hạn mỏi tiếp xúc của mặt răng, tra bảng để có giá trị.

S_H là hệ số an toàn khi tính sức bền tiếp xúc, có thể lấy $S_H = 1,1 \div 1,2$;

Z_R là hệ số kể đến độ nhám bề mặt, bánh răng thông thường lấy $Z_R = 0,95$.

Z_V là hệ số kể đến vận tốc vòng, bánh răng thông thường lấy $Z_V = 1,1$.

Z_{XH} là hệ số kể đến kích thước của bánh răng, các bánh rằng $d_a < 700$ mm, lấy $Z_{XH} = 1$.

Giá trị của ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ được tra bảng hoặc tính theo công thức công thức kinh nghiệm:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_R.Y_S.Y_{XF}$$

Trong đó: σ_{Flim} là giới hạn mỏi uốn của răng, tra bảng để có giá trị.

S_F là hệ số an toàn khi tính sức bền uốn, có thể lấy $S_F = 1,1 \div 1,2$.

Y_R là hệ số kể đến độ nhám mặt lượn chân răng, các bánh răng thông thường lấy $Y_R = 1$. Các bánh răng có chân răng được đánh bóng, lấy $Y_R = 1,0 \div 1,1$.

Y_S là hệ số kể đến kích thước của răng, thông thường lấy $Y_S = 1,08$.

Y_{XF} là hệ số kể đến kích thước của bánh răng, đối với bánh răng thông dụng có $d_a < 700$ mm, lấy $K_{XF} = 1$.

13.2.8. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng

Trong nhiệm vụ thiết kế bộ truyền bánh răng, thường cho số liệu về các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền, yêu cầu xác định các thông số hình học, vẽ kết cấu của bộ truyền, bản vẽ chế tạo các bánh răng.

Phần này trình bày các bước tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, răng chữ V, bánh răng nón cũng được thực hiện theo các bước tương tự như bánh răng trụ răng nghiêng.

Các bước thiết kế bao gồm:

1- Chọn vật liệu chế tạo các bánh răng, cách nhiệt luyện, tra cơ tính của vật liệu.

Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt HB ≤ 350, thường chọn vật liệu bánh 1 có cơ tính cao hơn bánh 2, $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$.

Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt HB > 350, thường chọn vật liệu hai bánh như nhau.

2- Xác định giá trị ứng suất cho phép, $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F1}]$, $[\sigma_{F2}]$. Nếu bộ truyền làm việc có quá tải trong thời gian ngắn, cần xác định thêm gía trị của $[\sigma_{Hqt1}]$, $[\sigma_{Hq2}]$, $[\sigma_{Fqt1}]$ và $[\sigma_{Fqt2}]$.

3- Tính đường kính d_{wt1} theo công thức 13-10, hoặc khoảng cách trục a_{wt} theo công thức 13-11, sau khi đã chọn hệ số ψ_d, hoặc ψ_a, hệ số $K_{H\beta}$, $K_{H\beta}$ và $K_{H\alpha}$.

4- Lấy giá trị mô đun m_n trong khoảng $(0,01 \div 0,02).a_{wt}$, thuộc dãy số tiêu chuẩn.

5- Chọn sơ bộ giá trị góc nghiêng β trong khoảng $8^0 \div 15^0$ (đối với bánh răng chữ V chọn $\beta = 20^0 \div 45^0$). Tính mô đun $m_t = m_n/\cos\beta$. Lấy $z_1 \approx d_{wt1}/m_t$, làm tròn thành số nguyên. Tính $z_2 = u.z_1$.

Tính lại góc nghiêng β theo công thức: $\beta = ar\cos\dfrac{z_1.m_n}{d_{wt1}}$, chọn giá trị cho β.

6- Tính chính xác khoảng cách trục, đường kính các bánh răng, theo số răng, mô đun răng và góc nghiêng đã chọn.

7- Xác định chiều rộng vành răng $B=\psi_a.a_{wt}$, Tính hệ số trùng khớp dọc ε_β, tính hệ số trùng khớp ε_α. Kiểm tra điều kiện hoặc $\varepsilon_\beta > 1$, hoặc $\varepsilon_\alpha > 1$. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh lại kích thước của bộ truyền.

8- Kiểm tra lại sức bền tiếp xúc và sức bền uốn của các bánh răng. Nếu không thoả nãm, phải điều chỉnh lại kích thước của các bánh răng.

9- Kiểm tra sức bền tĩnh của các bánh răng, nếu như có tải trọng quá tải trong thời gian ngắn. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh lại kích thước của các bánh răng.

10- Xác định các kích thước khác, vẽ kết cấu của các bánh răng trong bộ truyền.

11- Tính lực tác dụng lên trục và ổ. Để có số liệu tính toán thiết kế trục và ổ mang bộ truyền bánh răng.

Chú ý: Khi thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, ở bước thứ 5, tính số răng $z_1 = d_{w1}/m$, làm tròn z_1, tính $z_2 = z_1.u$. Lúc này giá trị của d_{w1}, d_{w2} và khoảng cách trục a_w bị thay đổi. Muốn duy trì giá trị đường kính và khoảng cách trục đã định, dùng cặp bánh răng dịch chỉnh góc. Với góc ăn khớp α_w được tính từ công thức:

$$\cos\alpha_w = \frac{(z_1 + z_2).m}{d_{w1}.(u+1)}.\cos\alpha \ ,$$

Hoặc với tổng hệ số dịch dao ($x_t = x_1 + x_2$) được tính theo công thức:

$$x_t = \frac{d_{w1}.(u+1)}{2.m} - \frac{z_1 + z_2}{2}$$

CHƯƠNG XIV

BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

14.1. Những vấn đề chung

14.1.1. Giới thiệu bộ truyền trục vít

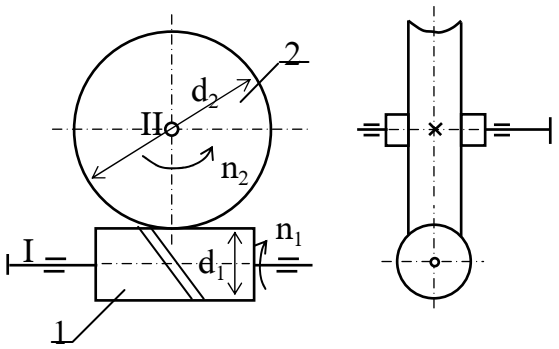
Bộ truyền trục vít - bánh vít thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau trong không gian (Hình 14-1), hoặc chéo nhau.

Bộ truyền trục vít có 2 bộ phận chính:

+ Trục vít dẫn 1, có đường kính d_1, trục vít thường làm liền với trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men xoắn trên trục T_1.

+ Bánh vít bị dẫn 2, có đường kính d_2, được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2, công suất truyền động P_2, mô men xoắn trên trục T_2.

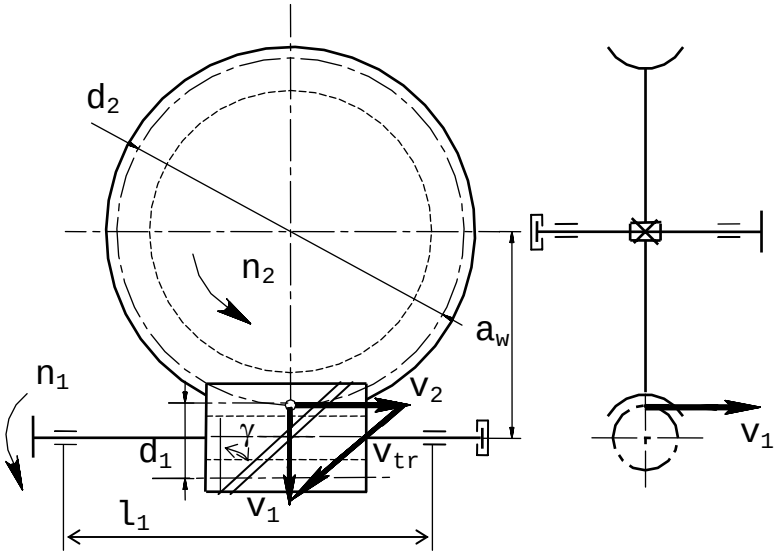
+ Trên trục vít có các đường ren (cũng có thể gọi là răng của trục vít), trên bánh vít có răng tương tự như bánh răng. Khi truyền động ren trục vít ăn khớp với răng bánh vít, tương tự như bộ truyền bánh răng.



***Hình 14-1**: Bộ truyền trục vít - bánh vít*

Nguyên tắc làm việc của bộ truyền trục vít có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1, ren của trục vít ăn khớp với răng của bánh vít, đẩy răng bánh vít chuyển động, làm bánh vít quay, kéo trục II quay với số vòng quay n_2.

Tuy truyền chuyển động bằng ăn khớp, nhưng do vận tốc của hai điểm tiếp xúc có phương vuông góc với nhau, nên trong bộ truyền trục vít có vận tốc trượt rất lớn (Hình 14-2), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất thấp.



***Hình 14-2**: Vận tốc trượt trong bộ truyền trục vít*

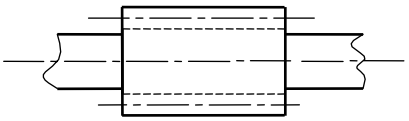
Đặc biệt, khi sử dụng bánh vít dẫn, hiệu suất của bộ truyền nhỏ hơn 0,5. Do đó, hầu như trong thực tế không sử dụng bộ truyền có bánh vít dẫn động.

Trục vít được gia công trên máy tiện ren, bằng dao tiện có lưỡi cắt thẳng, tương tự như cắt ren trên bu lông. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn răng trên máy phay. Dao gia công có hình dạng và kích thước tương tự như trục vít ăn khớp với bánh vít. Dao cắt khác trục vít ở chỗ: trên dao có các lưỡi cắt, và ren của dao cao hơn ren trục vít để tạo khe hở chân răng cho bộ truyền trục vít - bánh vít. Như vậy mỗi một bánh vít (có mô đun m và số răng z) được sử dụng trong thực tế, cần có một con dao để gia công.

14.1.2. Phân loại bộ truyền trục vít

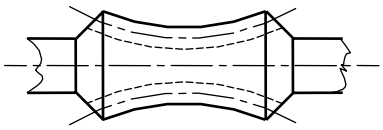
Tùy theo hình dạng trục vít, biên dạng ren của trục vít, người ta chia bộ truyền trục vít thành các loại sau:

- Bộ truyền trục vít trụ: trục vít có dạng hình trụ tròn xoay, đường sinh thẳng. Trong thực tế, chủ yếu dùng bộ truyền trục vít trụ, và được gọi tắt là bộ truyền trục vít (Hình 14-3).



***Hình 14-3**: Trục vít trụ*

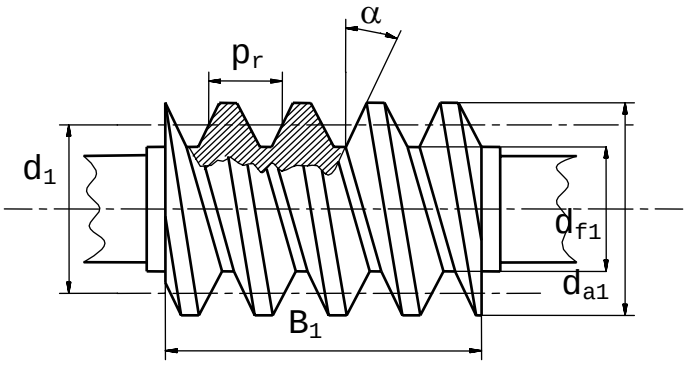
- Bộ truyền trục vít Glôbôit, trục vít hình trụ tròn, đường sinh là một cung tròn. Loại này còn được gọi bộ truyền trục vít lõm (Hình 14-4).



***Hình 14-4**: Trục vít lõm*

- Bộ truyền trục vít Acsimet: trong mặt phẳng chứa đường tâm của trục vít biên dạng ren là một đoạn thẳng. Trong mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục vít biên dạng ren là đường xoắn Ácsimét (Hình 14-5).

  Trục vít Ácsimét, cắt ren được thực hiện trên máy tiện thông thường, dao tiện có lưỡi cắt thẳng, gá ngang tâm máy. Nếu cần mài, phải dùng đá có biên dạng phù hợp với dạng ren, gia công khó đạt độ chính xác cao và đắt tiền. Do đó loại bộ truyền này thường dùng khi trục vít có độ rắn mặt răng có HB < 350. Loại này được dùng nhiều trong thực tế.



***Hình 14-5**: Trục vít Ácsimét*

- Bộ truyền trục vít thân khai: trong mặt phẳng tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở biên dạng ren là một đoạn thẳng. Trong mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục vít, biên dạng ren là một phần của đường thân khai của vòng tròn, tương tự như răng bánh răng.

  Trục vít thân khai được cắt ren trên máy tiện, nhưng phải gá dao cao hơn tâm, sao cho mặt trước của dao tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở của ren. Có thể mài ren bằng đá mài dẹt thông thường, đạt độ chính xác cao. Bộ truyền này được dùng khi yêu cầu trục vít có độ rắn bề mặt cao, BH > 350.

- Bộ truyền trụ vít Côvôlút: trong mặt phẳng vuông góc với phương của ren, biên dạng ren là một đoạn thẳng. Khi cắt ren trên máy tiện, phải gá dao nghiêng cho trục dao trùng với phương ren. Khi mài loại trục vít này cũng phải dùng đá mài có biên dạng đặc biệt. Loại trục vít Côvôlút hiện nay ít được dùng.

Trong chương này, chủ yếu trình bày bộ truyền trục vít trụ có dạng ren Ácsimét. Các loại khác được trình bày trong giáo trình riêng về bộ truyền trục vít.

14.1.3. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít

Hình dạng và kích thước của bộ truyền trục vít - bánh vít được xác định qua các thông số hình học chủ yếu dưới đây (Hình 14-2, 14-5, 14-6). Các thông số thuộc bánh vít được xác định trong mặt phẳng chính của bánh vít.

- Mô đun của răng bánh vít, ký hiệu là m, đơn vị đo là mm. Tương tự như bánh răng nghiêng, bánh vít có mô đun xác định trên mặt phẳng mút m, và trên mặt phẳng pháp m_n. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Mô đun pháp $m_n = m.\cos\beta$.

  Ví dụ: m =1; 1,25; (1,5); 1,6; 2; 2,5; (3); (3,5); 4; 5; (6); 6,3; (7); 8; 10; 12,5; 16; (18); 20; 25.

- Hệ số đường kính của trục vít, ký hiệu là q. Giá trị của q cũng được tiêu chuẩn quy định. Ứng với mỗi giá trị m có một vài giá trị q, với mục đích giảm số lượng dao sử dụng gia công bánh vít. Ví dụ:

  q = 6,3; (7,1); 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25.

  Các giá trị của m và q được dùng trong thực tế ghi trong bảng dưới đây:

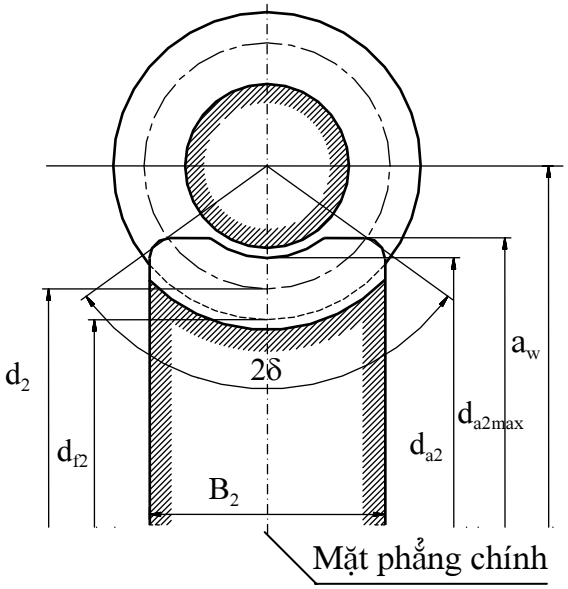
m	2	2,5	3		4					5			6			
q	16	12	12	14	9	10	12	14	16	9	10	12	9	10	12	14

m	8				10			12		16	
q	8	9	10	12	8	10	12	8	10	8	9

- Số mối ren của trục vít z_1 (cũng có thể gọi là răng của trục vít), số răng của bánh vít z_2. Giá trị của z_1 được tiêu chuẩn hóa, thường dùng các giá trị z_1 = 1, 2, 4. Số răng bánh vít nên lấy $z_2 \geq 28$.
- Hệ số chiều cao đỉnh răng h_a^*, lấy tương tự như bánh răng, thường dùng $h_a^* = 1$.
- Hệ số khe hở chân răng C^*, lấy tương tự như bánh răng, thường dùng $C^* = 0,2$.

- Hệ số dịch dao của trục vít x_1, và của bánh vít x_2. Giá trị hệ số dịch dao thường dùng $-1 \le x_1 \le 1$, và $x_2 = - x_1$.
- Góc prôfil thanh răng sinh α, còn được gọi là góc áp lực trên vòng tròn chia, thường dùng giá trị $\alpha = 20^0$.
- Góc ăn khớp α_w, độ. Là góc làm bởi đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn với đường ăn khớp. Trong bộ truyền trục vít, thường dùng $x_t = x_1 + x_2 = 0$, nên $\alpha_w = \alpha$.
- Đường kính vòng tròn chia d_1 và d_2, mm. Có quan hệ $d_1 = m.q$, $d_2 = m.z_2$.
- Đường kính vòng tròn lăn d_{w1} và d_{w2}, mm. Các bộ truyền trục vít thường dùng, có $d_1 = d_{w1}$ và $d_2 = d_{w2}$.
- Đường kính vòng tròn chân răng d_{f1} và d_{f2}, mm.
- Đường kính vòng tròn đỉnh ren d_{a1} và vòng đỉnh răng d_{a2}, mm.
- Đường kính vòng tròn lớn nhất của bánh vít, d_{a2max}.
- Chiều cao răng h, mm. Có quan hệ $h = (2.h_a^* + C^*).m = (d_a - d_f) / 2$.
- Khoảng cách trục a_w, là khoảng cách giữa tâm trục vít và bánh vít; mm. Khoảng cách trục được tính $a_w = (d_1+d_2)/2 = (q+z_2).m/2$.

  Khoảng cách trục a_w có thể lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Ví dụ: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.
- Chiều dày đỉnh răng S_{a2}, mm. Thường dùng $S_{a2} \ge 0,3.m$.
- Chiều dày chân răng S_{f2}, mm. Kích thước S_{f2} liên quan trực tiếp đến hiện tượng gẫy răng.
- Bước răng trên vòng tròn chia của bánh vít p, mm. Bước ren của trục vít p_r. Trong một bộ truyền trục vít phải có $p_r = p$.
- Bước của đường xoắn vít λ. Có quan hệ $\lambda = z_1.p_r$.



***Hình 14-6**: Kích thước bộ truyền trục vít*

- Góc nâng của ren trục vít γ, độ, thường dùng giá trị trong khoảng $5^0 \div 20^0$.

Góc nghiêng của răng bánh vít β. Thường dùng bộ truyền có β = γ.

- Chiều dài phần cắt ren của trục vít B_1, còn được gọi là chiều rộng trục vít; chiều rộng vành răng của bánh vít B_2, mm.
  Khi z_1 =1 hoặc 2, lấy $B_2 = 0,75.d_{a1}$
  Khi z_1 =4, lấy $B_2 = 0,67.d_{a1}$
- Khoảng cách giữa hai gối đỡ trục vít l_1, mm.
- Góc ôm của bánh vít trên trục vít 2δ, thường lấy $2\delta \approx 2.B_2/(d_{a1} - 0,5.m)$. Giá trị góc 2δ thường dùng trong khoảng 90^0 đến 120^0.

14.1.4. Thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền trục vít

- Số vòng quay của trục vít, ký hiệu là n_1, của bánh vít n_2; v/ph.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$.
- Công suất trên trục dẫn, ký hiệu là P_1, công suất trên trục bị dẫn P_2; kW.
- Hiệu suất truyền động η; $\eta = P_2 / P_1$. Hiệu suất truyền động của bộ truyền trục vít bánh vít rất thấp. Có thể tính toán theo công thức sau: $\eta = \dfrac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)}$

  với φ là góc ma sát trên mặt tiếp xúc giữa ren và răng.

  Nếu kể đến tổn hao công suất do khuấy dầu, thì $\eta = 0,98.\dfrac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)}$
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_1, trên trục bị dẫn T_2; Nmm.
- Vận tốc vòng của bánh dẫn v_1, bánh bị dẫn v_2; m/s. Vận tốc trượt v_{tr}.
  Trong bộ truyền trục vít vận tốc trượt rất lớn (Hình 14-2), $v_{tr} = v_1/\cos\gamma$.
  Tổn thất công suất lớn, sinh nhiệt làm nóng bộ truyền.
- Nhiệt độ làm việc, θ_{lv}, ^{0}C, là nhiệt độ ổn định khi bộ truyền làm việc.
- Thời gian phục vụ của bộ truyền, còn gọi là tuổi bền của bộ truyền t_b, h.
- Chế độ làm việc,
- Các yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.

14.1.5. Độ chính xác của bộ truyền trục vít

Độ chính xác của bộ truyền trục vít được đánh giá qua 3 độ chính xác thành phần, tương tự như ở bộ truyền bánh răng:

- Độ chính xác động học, được đánh giá bởi sai số giữa góc quay thực và góc quay danh nghĩa của bánh vít.

- Độ chính xác làm việc êm, được đánh giá qua tiếng ồn và sự va đập.
- Độ chính xác tiếp xúc, được xác định qua diện tích vết tiếp xúc trên mặt răng bánh vít.

Tiêu chuẩn quy định 12 cấp chính xác cho mỗi độ chính xác nói trên. Cấp 1 là chính xác cao nhất, cấp 12 là thấp nhất. Trong một bộ truyền trục vít cấp chính xác của các độ chính xác không chênh nhau quá 2 cấp.

Để tránh hiện tượng kẹt răng theo cạnh bên, tiêu chuẩn có quy định 6 kiểu khe hở cạnh bên, tương tự như bộ truyền bánh răng. Đó là: A, B, C, D, E, H. Trong đó kiểu A có khe hở lớn nhất, kiểu H có khe hở cạnh bên bằng 0. Mỗi kiểu khe hở còn có dung sai, quy định mức độ chính xác của khe hở. Các bộ truyền có độ chính xác thấp, không được chọn kiểu khe hở nhỏ. Các bộ truyền trục vít thông dụng thường chọn kiểu khe hở A, B, C.

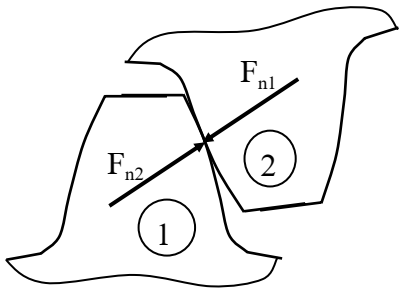
14.1.6. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền trục vít

Tương tự như trong bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít cũng có tải trọng danh nghĩa, tải trọng động và sự tập trung tải trọng lên một phần của răng.

Tải trọng danh nghĩa của bộ truyền trục vít là công suất P hoặc mô men xoắn T_1, T_2 ghi trong nhiệm vụ thiết kế. Từ đó ta tính được lực tiếp tuyến F_t trên vòng tròn lăn, và lực pháp tuyến F_n tác dụng trên mặt răng (Hình 14-7).

$$F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1}, \quad F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$$

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha.\cos\beta}$$



***Hình 14-7**: Lực tác dụng trên mặt răng bánh răng*

Để kể đến tải trọng động, người ta đưa vào công thức tính toán hệ số tải trọng động K_v.

Để kể đến sự tập trung tải trọng lên một phần của răng, khi tính toán người ta đưa vào hệ số K_β, gọi là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều trên chiều dài răng.

Tải trọng tác dụng lên răng sẽ gây nên ứng suất tiếp xúc trên mặt răng và ứng suất uốn trên tiết diện chân răng. Cũng như bộ truyền bánh răng, ứng suất tiếp xúc σ_H tại tâm ăn khớp C có giá trị lớn nhất.

Ứng suất σ_H và σ_F là ứng suất thay đổi, răng bị hỏng do mỏi. Ứng suất σ_H là ứng suất thay đổi theo chu trình mạch động. Ứng suất σ_F thay đổi theo chu trình

mạch động, khi bộ truyền làm việc một chiều. Và σ_F được coi là thay đổi theo chu trình đối xứng, khi bộ truyền làm việc hai chiều.

14.1.7. Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền trục vít

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 14-8):

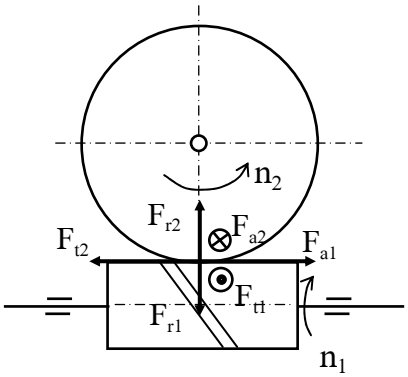
- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1, chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2. Giá trị của F_{t1} và F_{t2}:

$$F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1}, \quad F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$$

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định:

$$F_{t1} = F_{t2}.tg(\gamma+\varphi)$$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít.



***Hình 14-8**: Lực tác dụng lên trục và ổ bộ truyền trục vít*

- Lực hướng tâm F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II. Giá trị

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha/cos\gamma$$

- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

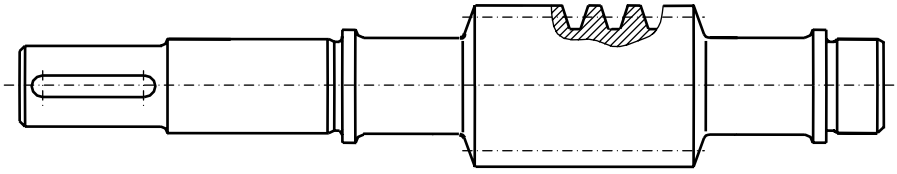
$$F_{a1} = F_{t2} = 2.T_2/d_2$$
$$F_{a2} = F_{t1} = 2.T_1/d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

14.1.8. Kết cấu của trục vít, bánh vít

Trục vít thường được làm bằng thép, chế tạo liền với trục dẫn. Vì đường kính chân ren của trục vít tương đối nhỏ so với trục, nên không thể làm tách rời. Ví dụ, trục vít Ácsimét được trình bày trên Hình 14-9.

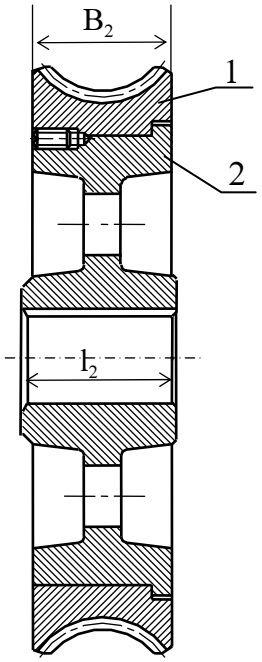
Để giảm tốc độ mòn, vành răng bánh vít làm bằng vật liệu có hệ số ma sát với thép nhỏ, như kim loại màu, hoặc hợp kim màu.



***Hình 14-9**: Kết cấu của trục vít làm liền trục*

Để đảm bảo sức bền, bánh vít thường được lắp ghép từ hai phần. Vành răng bánh vít 1 bằng hợp kim đồng để giảm ma sát; và may ơ 2 thường bằng thép hoặc gang để chịu tải trọng (Hình 14-10).

Trong một số trường hợp đặc biệt, ví dụ như bánh vít quá nhỏ, người ta chế tạo bánh vít liền khối bằng hợp kim đồng. Hoặc bánh vít quá lớn, có thể chế tạo liền khối bằng gang.



***Hình 14-10**: Kết cấu của bánh vít thông dụng*

14.2. Tính bộ truyền trục vít

14.2.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền trục vít

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít - bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Dính xước bề mặt, thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

  Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

- Mòn răng bánh vít và ren trục vít, do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- Biến dạng mặt răng, trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.
- Gẫy răng bánh vít, một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gẫy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

  Gẫy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.
- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.
- Nhiệt độ làm việc quá cao. Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục dãn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.
- Trục vít bị uốn cong, do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền trục vít theo các chỉ tiêu:

$$\sigma_H \le [\sigma_{H2}] \quad (14\text{-}1)$$

$$\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}] \quad (14\text{-}2)$$

$$\theta_{lv} \le [\theta] \quad (14\text{-}3)$$

$$F_{a1} \le [F_a] \quad (14\text{-}4)$$

Trong đó σ_H là ứng suất tiếp xúc tại điểm nguy hiểm trên mặt răng,

$[\sigma_{H2}]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của mặt răng bánh vít.

σ_{F2} là ứng suất uốn tại điểm nguy hiểm trên tiết diện chân răng bánh vít,

$[\sigma_{F2}]$ là ứng suất uốn cho phép của răng bánh vít, tính theo sức bền mỏi.

θ_{lv} là nhiệt độ làm việc của bộ truyền trục vít.

$[\theta]$ là nhiệt độ làm việc cho phép của bộ truyền.

$[F_a]$ là lực dọc trục cho phép của trục vít.

Tính toán bộ truyền trục vít theo chỉ tiêu 14-1, là tính theo sức bền tiếp xúc.

Tính theo chỉ tiêu 14-2, gọi là tính theo sức bền uốn.

Tính theo chỉ tiêu 14-3, gọi là tính theo điều kiện chịu nhiệt.

Tính theo chỉ tiêu 14-4, gọi là tính theo độ ổn định thân trục vít.

Nếu bộ truyền trục vít chịu tải trọng quá tải trong một thời gian ngắn, cần phải kiểm tra theo sức bền tĩnh, gọi là kiểm tra bộ truyền theo tải trọng quá tải.

14.2.2. Tính bộ truyền trục vít theo sức bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc sinh ra trên mặt răng được xác định theo công thức Héc

$$\sigma_H = 0{,}418.\sqrt{\frac{q_n.E}{\rho}} \qquad (14\text{-}5)$$

Trong đó E là mô đun đàn hồi tương đương của vật liệu trục vít và bánh vít, MPa.

$$E = 2.E_1.E_2/(E_1+E_2)$$

E_1, E_2 là mô đun đàn hồi của vật liệu trục vít và bánh vít,

q_n là cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc của răng, N/mm,

$$q_n = \frac{F_n}{l_H}.K_{Hv}.K_{H\beta}$$

K_{Hv} là hệ số kể đến tải trọng động dùng để tính ứng suất tiếp xúc,

$K_{H\beta}$ là hệ số kể đến phân bố tải không đều trên chiều dài răng,

l_H là chiều dài tiếp xúc của các đôi răng. Lấy gần đúng $l_H \approx 1{,}2.d_1/\cos\gamma$,

ρ là bán kính cong tương đương của hai bề mặt tại điểm tiếp xúc,

$$\rho = \frac{\rho_1.\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$$

ρ_1 là bán kính cong của biên dạng ren trục vít, $\rho_1 = \infty$,

ρ_2 là bán kính cong của điểm giữa răng bánh vít, có $\rho_2 = d_2.\sin\alpha/(2.\cos\gamma)$.

Thay $F_n = F_{t2}/(\cos\gamma.\cos\alpha)$, cùng các thông số khác vào công thức Héc. Sử dụng các giá trị thông dụng, $E_1 \approx 2{,}15.10^5$ MPa; $E_2 \approx 0{,}9.10^5$ MPa; $\alpha = 20^0$; và $\gamma \approx 10^0$; ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{T_2.K_{Hv}.K_{H\beta}}{d_1}} \qquad (14\text{-}6)$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh vít, phương pháp bôi trơn, tầm quan trọng của bộ truyền và số chu kỳ ứng suất trong suốt thời gian sử dụng bộ truyền. Có thể tra trực tiếp từ các bảng, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền trục vít theo sức bền tiếp xúc, được thực hiện như sau:

- Tính ứng suất tiếp xúc sinh ra trên điểm nguy hiểm của mặt răng bánh vít, điểm giữa răng nằm trên vòng tròn lăn, theo công thức (14-6).
- Xác định ứng tiếp xúc cho phép $[\sigma_{H2}]$ của bánh vít.
- So sánh giá trị σ_H và $[\sigma_{H2}]$, kết luận. Nếu $\sigma_H \le [\sigma_{H2}]$, bộ truyền đủ sức bền tiếp xúc.

Bài toán thiết kế bộ truyền trục vít theo sức bền tiếp xúc, thực hiện những nội dung chính sau:

- Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H2}]$.
- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \le [\sigma_{H2}]$ thỏa mãn, sử dụng công thức 14-6, với các chú ý:

  $d_1 = m.q$; $d_2 = z_2.m$; và $m = 2.a_w/(q+z_2)$.

Ta có công thức tính khoảng cách trục như sau:

$$a_w = (z_2 + q).\sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2.[\sigma_{H2}]}\right)^2 \frac{T_2.K_{Hv}.K_{H\beta}}{q}} \qquad (14\text{-}7)$$

14.2.3. Tính bộ truyền trục vít theo sức bền uốn

Xác định chính xác ứng suất σ_{F2} trên chân răng bánh vít tương đối phức tạp, vì chân răng cong và tiết diện răng thay đổi dọc theo chiều dài răng. Người ta dùng cách tính gần đúng, coi bánh vít như bánh răng nghiêng với góc nghiêng $\beta = \gamma$. Ứng suất σ_{F2} được tính theo công thức của bánh răng nghiêng. Với góc γ thường dùng bằng 10^0, ta có công thức tính σ_{F2}:

$$\sigma_{F2} = 1{,}4.\frac{T_2.K_{Fv}.K_{F\beta}}{d_2.B_2.m_n}.Y_{F2} \qquad (14\text{-}8)$$

Trong đó, mô đun pháp $m_n = m.\cos\gamma$; hệ số dạng răng Y_{F2} được tra theo x_2 và số răng tương đương $z_{2td} = z_2/\cos^3\gamma$.

Giá trị của $[\sigma_F]$ được chọn phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh vít, số chu kỳ ứng suất uốn, kích thước của răng.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền trục vít theo sức bền uốn, được thực hiện như sau:

- Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{F2}]$ của bánh vít, từ các bảng tra, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.
- Xác định hệ số dạng răng Y_{F2} của bánh vít.

- Tính ứng suất uốn σ_{F2} trên tiết diện chân răng bánh vít theo công thức (14-8).
- So sánh σ_{F2} với $[\sigma_{F2}]$, đưa ra kết luận:
  Nếu $\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$, bánh răng 2 đủ bền.

Mô đun của răng trên mặt phẳng mút được tính theo công thức $m = 2.a_w/(q+z_2)$, lấy m theo dãy số tiêu chuẩn. Sau đó tính mô đun của răng trên mặt phẳng pháp tuyến $m_n = m.\cos\gamma$.

14.2.4. Tính bộ truyền trục vít theo điều kiện chịu nhiệt

Nhiệt lượng sinh ra trong bộ truyền trục vít rất lớn, do có trượt trên bề mặt tiếp xúc. Toàn bộ công suất tổn hao sẽ biến thành nhiệt năng làm nóng bộ truyền. Sau khi làm việc một thời gian, khoảng $20^{'}$ đến $40^{'}$, nhiệt độ của bộ truyền trục vít ổn định. Nhiệt độ này gọi là nhiệt độ làm việc θ_{lv}, được tính theo phương trình cân bằng nhiệt lượng.

Ví dụ, đối với bộ truyền trục vít trong hộp giảm tốc, phương trình cân bằng nhiệt được viết như sau:

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2$$

Trong đó Ω là nhiệt lượng sinh ra trong một giờ, kCal/h,

$$\Omega = 860.(1-\eta).P_1$$

Ω_1 là nhiệt lượng tỏa ra môi trường xung quanh trong một giờ, kCal/h,

$$\Omega_1 = A_t.K_t.(\theta_{lv}-\theta_0)$$

Ω_2 là nhiệt lượng tải ra bên ngoài qua thiết bị làm mát, kCal/h. Giá trị của Ω_2 được ghi trên thiết bị làm mát.

A_t là diện tích bề mặt thoát nhiệt ra môi trường xung quanh, m^2. Diện tích bề mặt thoát nhiệt bao gồm diện tích các bề mặt tiếp xúc với không khí lưu thông và 25% diện tích các mặt giáp tường, mặt đáy hộp.

K_t là hệ số tỏa nhiệt, kCal/(h.m^2.^{0}C). Có thể lấy $K_t = 7,5 \div 15$ tùy theo tốc độ lưu thông của không khí.

θ_0 là nhiệt độ môi trường xung quanh. Có thể lấy $\theta_0 = 30^0C \div 40^0C$.

Từ phương trình trên, rút ra công thức:

$$\theta_{lv} = \frac{860(1-\eta).P_1 - \Omega_2}{A_t.K_t} + \theta_0 \qquad (14\text{-}9)$$

Giá trị nhiệt độ cho phép $[\theta]$ được chọn theo loại dầu bôi trơn bộ truyền, tính chất làm việc của bộ truyền. Bình thường có thể lấy trong khoảng $75^0C \div 90^0C$.

Bài toán kiểm tra điều kiện chịu nhiệt được thực hiện như sau:

- Tính nhiệt độ làm việc của bộ truyền θ_{lv}, dùng công thức 14-9.
- Xác định nhiệt độ cho phép $[\theta]$.
- So sánh θ_{lv} và $[\theta]$, kết luận. Nếu $\theta_{lv} \le [\theta]$, bộ truyền thỏa mãn điều kiện chịu nhiệt. Nếu $\theta_{lv} > [\theta]$, thì phải tìm cách xử lý để bộ truyền thỏa mãn điều kiện chịu nhiệt.

Các cách xử lý có thể dùng:

- Nếu nhiệt độ chênh lệch không nhiều, có thể chọn lại chất bôi trơn để tăng giá trị của $[\theta]$ lên.
- Làm các cánh tản nhiệt để tăng diện tích tỏa nhiệt A_t.
- Có thể dùng quạt gió, phun nước để tăng giá trị hệ số tỏa nhiệt K_t.
- Trường hợp cần thiết, thì phải dùng thiết bị làm mát tải nhiệt ra ngoài, tăng giá trị Ω_2.

14.2.5. Tính trục vít theo điều kiện ổn định

Trục vít thường được chế tạo liền trục, độ bền của trục sẽ được tính toán chính xác theo hệ số an toàn (xem chương Trục). Ở đây chỉ trình bày cách kiểm tra độ cứng của trục theo cách tính một thanh chịu nén dọc trục. Thường chỉ tiến hành kiểm tra đối với các trục mảnh, có chiều dài $l_1 \ge 25.d_{f1}$.

Lực nén trục vít F_{a1} được xác định theo công thức:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$$

Lực dọc trục cho phép $[F_a]$ được xác định theo công thức Ơle:

$$[F_a] = \frac{\pi^2.E.J}{S.(\mu.l_1)^2}$$

Trong đó: E là mô đun đàn hồi của vật liệu trục,

J là mô men quán tính của tiết diện chân ren trục vít, $J = \frac{\pi.d_{f1}^4}{64}$.

S là hệ số an toàn về ổn định. Có thể lấy S = 2,5 ÷4.

μ là hệ số liên kết. Trục vít có hai gối đỡ, có thể lấy $\mu = 1$.

l_1 là khoảng cách giữa hai gối đỡ trục vít.

Để kiểm tra điều kiện ổn định của trục vít, ta so sánh giá trị lực F_{a1} và lực $[F_a]$, rút ra kết luận. Nếu $F_{a1} \le [F_a]$, trục vít đủ điều kiện ổn định. Nếu $F_{a1} > [F_a]$, thì phải tìm cách xử lý. Có thể tăng đường kính d_{f1}, hoặc rút ngắn khoảng cách l_1.

14.2.6. Kiểm tra bộ truyền trục vít theo tải trọng quá tải

Nếu bộ truyền chịu tải trọng P_{max} trong thời gian ngắn, ta xác định giá trị hệ số quá tải $K_{qt} = P_{max}/P$. Kiểm tra bộ truyền theo sức bền tĩnh, dựa vào các chỉ tiêu:

$$\sigma_{Hqt} \le [\sigma_{Hqt}]$$
$$\sigma_{Fqt} \le [\sigma_{Fqt}]$$

Trong đó, ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn quá tải được tính theo công thức:

$$\sigma_{Hqt} = \sigma_{H2}.\sqrt{K_{qt}} \quad , \quad \sigma_{Fqt} = \sigma_{F2}.K_{qt}$$

14.2.7. Chọn vật liệu và ứng suất cho phép

Vật liệu chế tạo trục vít, bánh vít có thể chọn như sau:

- Khi truyền công suất nhỏ (dưới 3kW), nên dùng trục vít Acsimet hoặc Covôlut không mài. Trục vít được làm bằng thép C35, C45, C50, C35CrCu, tôi cải thiện có độ rắn bề mặt dưới 350 HB.
- Khi truyền công suất trung bình và lớn, người ta dùng trục vít thân khai có mài. Thường dùng loại thép C40Cr, 40CrNi, 12CrNi3Al, 20CrNi3Al, 30CrMnPbAl, tôi đạt độ rắn bề mặt 45 ÷ 50 HRC. Sau khi cắt ren, tôi bề mặt ren, sau đó mài ren và đánh bóng. Trục vít tôi thường dùng ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh.
- Bánh vít trong các bộ truyền kín có vận tốc trượt $v_{tr} \le 5$ m/s, được làm bằng đồng thanh không thiếc, như: BCuAl9Fe4, BCuAl10Fe4Ni4; hoặc đồng thau LCu66Al6Fe3Mg2, LCu58Mg2Pb2.

  Nếu vận tốc trượt trong khoảng 5 ÷ 12 m/s, bánh vít được chế tạo bằng đồng thanh ít thiếc, như: BCuSn6Zn6Pb3, BCuSn5Zn5Pb5.

  Nếu vận tốc trượt lớn hơn nữa, có thể dùng đồng thanh nhiều thiếc, như: BCuSn10P1, BCuSn10NiP.
- Trong các bộ truyền quay tay, hoặc công suất nhỏ, bánh vít được chế tạo bằng gang, ví dụ như: GX10, GX15, GX18, GX20. Trường hợp này dùng trục vít bằng thép C35, C40, C45, tôi cải thiện đạt độ rắn 300 HB ÷ 350 HB.

Ứng suất tiếp xúc cho phép có thể chọn như sau:

- Đối với các bánh vít bằng đồng thanh thiếc, có $\sigma_b < 300$ MPa,

  lấy $[\sigma_H] = (0{,}75 \div 0{,}9).\sigma_b.K_{NH}$,

Trong đó K_{NH} là hệ số kể đến số chu kỳ ứng suất. $K_{NH} = \sqrt[4]{\frac{N}{N_0}}$

- Đối với các bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, có $\sigma_b > 300$ MPa,

  lấy $[\sigma_H] = 250$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 0,5$ m/s,

  $[\sigma_H] = 210$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 2$ m/s,

  $[\sigma_H] = 160$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 4$ m/s,

  $[\sigma_H] = 120$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 6$ m/s,

- Đối với bánh vít bằng gang,

  lấy $[\sigma_H] = 120$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 0,5$ m/s,

  $[\sigma_H] = 110$ MPa, khi vận tốc $v_{tr} = 1$ m/s,

Ứng suất uốn cho phép có thể lấy như sau:

- Đối với bánh vít bằng đồng thanh,

  quay một chiều, lấy $[\sigma_F] = (0,25.\sigma_{ch} + 0,08.\sigma_b).K_{NF}$

  quay hai chiều, lấy $[\sigma_F] = 0,16.\sigma_b.K_{NF}$

  K_{NF} là hệ số kể đến số chu kỳ ứng suất $K_{NF} = \sqrt[9]{\frac{N}{N_0}}$

- Đối với bánh vít bằng gang,

  quay một chiều, lấy $[\sigma_F] = 0,12.\sigma_{bu}$

  quay hai chiều, lấy lấy $[\sigma_F] = 0,075.\sigma_{bu}$

Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép quá tải có thể chọn như sau:

Bánh vít bằng đồng thanh thiếc, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 4.\sigma_{ch}$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,8.\sigma_{ch}$,

Bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 4.\sigma_{ch}$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,8.\sigma_{ch}$,

Bánh vít bằng gang, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 1,5.[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,6.\sigma_b$.

14.2.8. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít

Thiết kế bộ truyền trục vít có thể thực hiện theo trình tự sau:

1- Chọn vật liệu trục vít, cách nhiệt luyện. Dự đoán vận tốc trượt v_{sb}, chọn vật liệu bánh vít. Chọn phương pháp gia công, chọn cấp chính xác gia công.

2- Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$, nếu có tải trọng quá tải cần xác định thêm $[\sigma_{Hqt}]$, $[\sigma_{Fqt}]$. Xác định $[F_a]$ và $[\theta]$.

3- Chọn số mối ren z_1, tính số răng $z_2 = u.z_1$. Chọn hệ số đường kính trục vít q theo tiêu chuẩn. Tính góc nâng $\gamma = arctg(z_1/q)$. Chọn giá trị sơ bộ của hiệu suất η_{sb}.

4- Tính khoảng cách trục a_w theo công thức 14-7. Tính mô đun $m = 2.a_w/(z_2+q)$, lấy giá trị của m theo tiêu chuẩn. Tính mô đun pháp $m_n = m.cos\gamma$.

5- Tính các kích thước chủ yếu của bộ truyền:

Đường kính vòng chia trục vít, $d_1 = m.d$;

Đường kính vòng chia bánh vít, $d_2 = m.z_2$;

Chiều rộng vành bánh vít $B_2 = 0,75.d_{a1}$, khi $z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_2 = 0,67.d_{a1}$, khi $z_1 = 4$.

Chiều dài phần gia công ren của trục vít có thể lấy:

$B_1 \geq (11+0,07.z_2).m$, khi $z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_1 \geq (12,5+0,09.z_2).m$, khi $z_1 = 4$.

6- Kiểm tra vận tốc trượt v_{tr}, kiểm tra giá trị hiệu suất η. Nếu sai khác so với giá trị sơ bộ ban đầu quá 5%, thì phải chọn lại giá trị v_{sb}, hoặc chọn lại η_{sb} và tính lại.

7- Kiểm tra sức bền uốn của bánh vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

8- Kiểm tra điều kiện ổn định của trục vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

9- Kiểm tra điều kiện chịu nhiệt của bộ truyền. Nếu không thỏa mãn, phải tìm cách xử lý.

10- Vẽ kết cấu của trục vít, bánh vít.

11- Tính lực tác dụng lên trục và ổ.

CHƯƠNG XV

BỘ TRUYỀN XÍCH

15.1. Những vấn đề chung

15.1.1. Giới thiệu bộ truyền xích

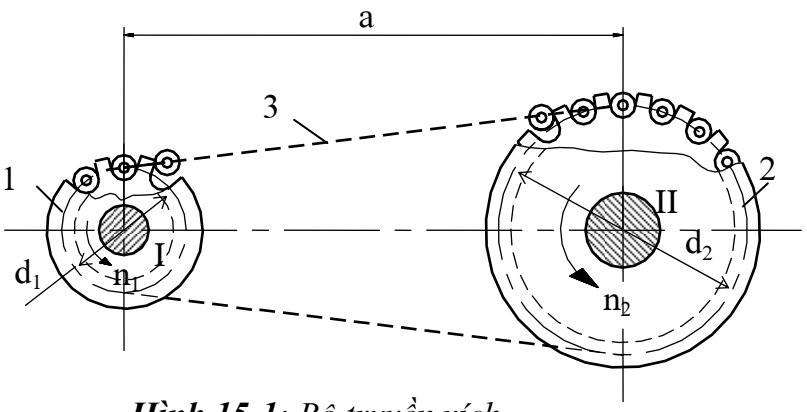
Bộ truyền xích thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau và cách xa nhau (Hình 15-1), hoặc truyền chuyển động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn (Hình 15-2).

Bộ truyền xích có 3 bộ phận chính:

+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1, lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men xoắn trên trục T_1. Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

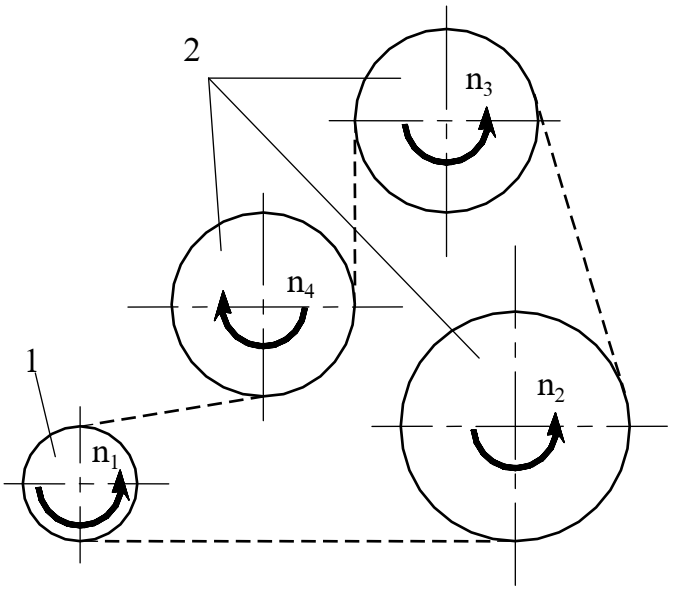
+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2, được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2, công suất truyền động P_2, mô men xoắn trên trục T_2.

+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xich xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.



***Hình 15-1**: Bộ truyền xích*

Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích: dây xích ăn khớp với răng đĩa xích gần giống như thanh răng ăn khớp với bánh răng. Đĩa xich dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay.



***Hình 15-2**: Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn*

Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xich hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỷ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

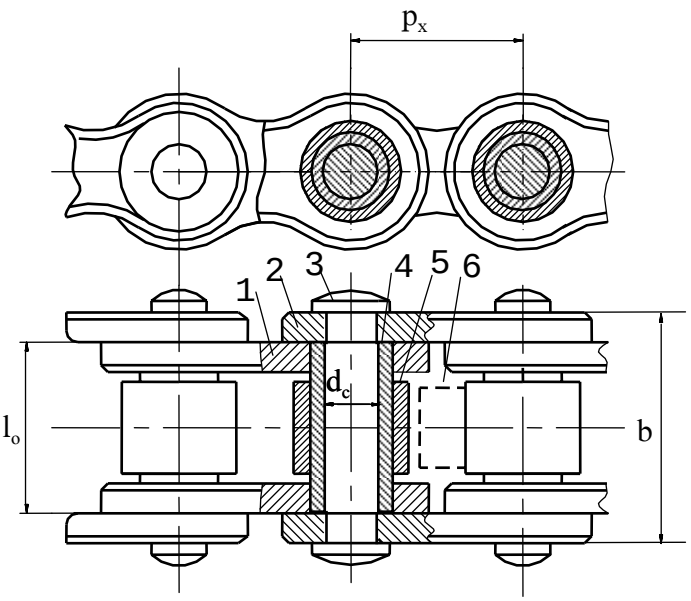
15.1.2. Phân loại bộ truyền xích

Tùy theo cấu tạo của dây xích, bộ truyền xích được chia thành các loại:

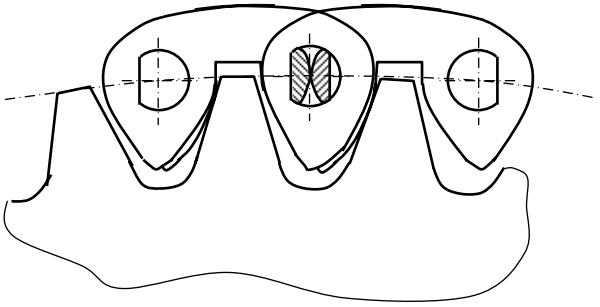
- Xích ống con lăn (Hình 15-3). Các má xích được dập từ thép tấm, má xích 1 ghép với ống lót 4 tạo thành mắt xích trong. Các má xích 2 được ghép với chốt 3 tạo thành mắt xích ngoài. Chốt và ống lót tạo thành khớp bản lề, để xích có thể quay gập. Con lăn 5 lắp lỏng với ống lót, để giảm mòn cho răng đĩa xích và ống lót. Số 6 biểu diễn tiết diện ngang của răng đĩa xích.

Xích ống con lăn được tiêu chuẩn hóa cao. Xích được chế tạo trong nhà máy chuyên môn hóa.

- Xích ống, có kết cấu tương tự như xích ống con lăn, nhưng không có con lăn. Xích được chế tạo với độ chính xác thấp, giá tương đối rẻ.
- Xích răng (Hình 15-4), khớp bản lề được tạo thành do hai nửa chốt hình trụ tiếp xúc nhau. Mỗi mắt xích có nhiều má xích lắp ghép trên chốt. Khả năng tải của xích răng lớn hơn nhiều so với xích ống con lăn có cùng kích thước. Giá thành của xích răng cao hơn xích ống con lăn. Xích răng được tiêu chuẩn hóa rất cao.



***Hình 15-3**: Dây xích ống con lăn*



***Hình 15-4**: Bộ truyền xích răng*

Trong các loại trên, xích ống con lăn được dùng nhiều hơn cả. Xích ống chỉ dùng trong các máy đơn giản, làm việc với tốc độ thấp. Xích răng được dùng khi cần truyền tải trọng lớn, yêu cầu kích thước nhỏ gọn. Trong chương này chủ yếu trình bày xích ống con lăn.

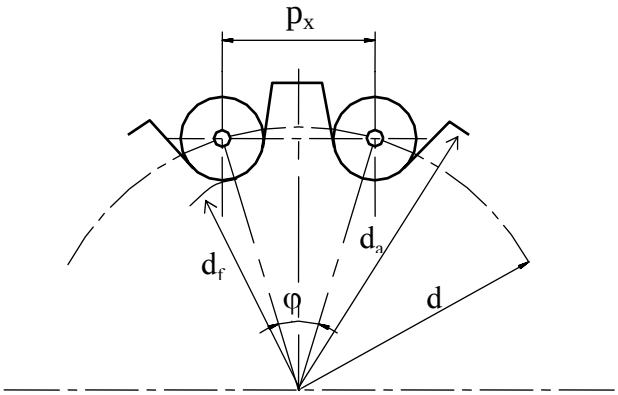
15.1.3. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền xích ống con lăn

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn d_1, của đĩa bị dẫn d_2; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 15-5).
- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1}, d_{f2}, mm.
- Đường kích vòng tròn đỉnh răng d_{a1}, d_{a2}, mm.
- Số răng của đĩa xích dẫn z_1, của đĩa xích bị dẫn z_2.

- Bước xích p_x, mm. Giá trị của p_x được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Ví dụ: p_x = 12,7 ; 15,875 ; 19,05 ; 25,4 ; 31,75 ; 38,1 ; 44,45 ; 50,8 .

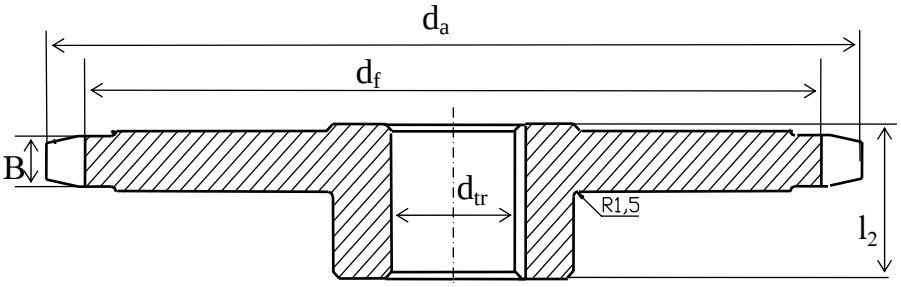
Các kích thước khác của xích được tính theo bước xích.



***Hình 15-5**: Đĩa xích ống con lăn*

- Số dãy xích X. Thông thường dùng xích 01 dãy. Trong trường hợp tải trọng lớn, nếu dùng xích 01 dãy, bước xích quá lớn gây va đập. Khắc phục bằng cách dùng xích 2 dãy, 3 dãy, hoặc dùng nhiều dây xích.
- Chiều rộng của dây xích b; mm. Trong xích nhiều dãy, chiều rộng b tăng lên.
- Đường kính của chốt d_c, mm.
- Chiều dài ống lót l_o, mm.
- Chiều rộng đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn, mm.

  $B_1 = B_2 = B$.
- Chiều dài may ơ đĩa xích l_2, mm, (Hình 15-6). Chiều dài l_2 phải lấy đủ lớn để định vị đĩa xích trên trục, $l_2 = (1 \div 1{,}5).d_{tr}$, d_{tr} là đường kính của đoạn trục lắp đĩa xích.



***Hình 15-6**: Kết cấu đĩa xích ống con lăn*

- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.
- Góc giữa hai nhánh xích γ; độ.
- Góc ôm của dây xích trên đĩa dẫn α_1, trên đĩa bị dẫn α_2; độ.

$$\alpha_1 = 180 - \gamma \;;\; \alpha_2 = 180^0 + \gamma \;;\; \gamma \cong 57^0.(d_2 - d_1) / a \qquad (15\text{-}1)$$

- Chiều dài dây xích L; mm. Được đo theo vòng đi qua tâm các chốt. Quan hệ giữa chiều dài dây xích và khoảng cách trục a được xác định như sau:

$$L \approx 2a + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \qquad (15\text{-}2)$$

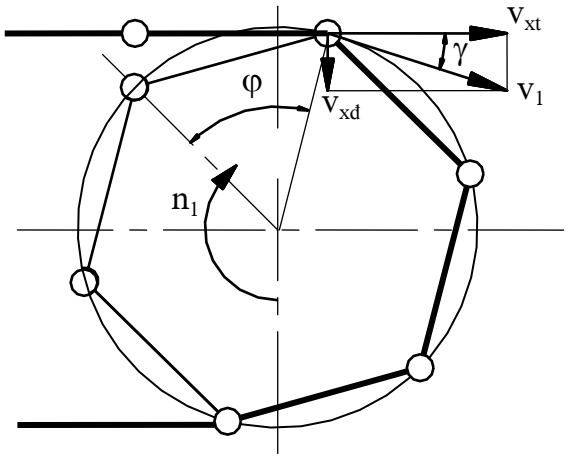
$$a = \frac{1}{4}\left\{ L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\} \qquad (15\text{-}3)$$

- Số mắt của dây xích N_X. Số mắt xích nên lấy là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau. Nếu số mắt xích N_X là số lẻ, phải dùng má xích chuyển tiếp để nối. Má chuyển tiếp rất dễ bị gẫy. Số mắt xích: $N_X = L/p_x$.

15.1.4. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền xích

- Số vòng quay trên trục dẫn, ký hiệu là n_1, trên trục bị dẫn n_2; v/ph.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$.
- Công suất trên trục dẫn, ký hiệu là P_1, công suất trên trục bị dẫn P_2; kW.
- Hiệu suất truyền động η, $\eta = P_2 / P_1$.
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_1, trên trục bị dẫn T_2; Nmm.
- Vận tốc vòng của đĩa xích dẫn v_1, đĩa bị dẫn v_2, vận tốc dài của dây xích v_x; m/s. Giá trị này còn gọi là vận tốc trung bình. $v_1 = v_2 = v_x = \pi.d_1.n_1/(6.10^4)$.
- Vận tốc tức thời v_{1t}, v_{2t}, v_{xt}, m/s, là vận tốc tính tại mỗi thời điểm. Trục dẫn coi như chuyển động đều, v_{1t} là hằng số.

Do dây xích ôm đĩa xích dẫn theo hình đa giác (Hình 15-7), ngoài chuyển động theo phương ngang, dây xích còn chuyển động lên xuống với v_{xd}. Vận tốc tức thời v_{xt} không phải là hằng số, $v_{xt} \le v_{1t}$, xích chuyển động có gia tốc. Số răng đĩa xích càng ít, giá trị góc φ càng lớn, thì v_{xt} dao động càng nhiều, gia tốc càng lớn.



***Hình 15-7**: Vận tốc tức thời của dây xích*

Tương tự như thế, dây xích ôm trên đĩa xích bị dẫn theo đa giác, nên v_{2t} cũng dao động, $v_{2t} \ge v_{xt}$.

- Thời gian phục vụ của bộ truyền, hay tuổi bền của bộ truyền t_b; h.
- Yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.
- Chế độ làm việc.

15.1.5. Lực tác dụng trong bộ truyền xích

- Khi chưa làm việc, do trọng lượng của bản thân, dây xich bị kéo căng bởi lực F_0. Lực F_0 có thể tính gần đúng theo công thức:

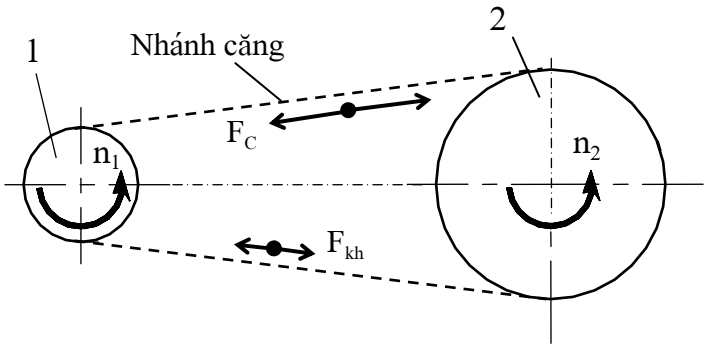
$F_0 = m_x.k_y$.

Trong đó: m_x là khối lượng một nhánh xích, kg.

k_y là hệ số kể đến vị trí của bộ truyền,

$k_y = 6$ khi bộ truyền nằm ngang,

$k_y = 10$ khi bộ truyền thẳng đứng.



***Hình 15-8**: Lực trong bộ truyền xích*

- Khi đặt tải trọng T_1 trên trục I và T_2 trên trục II, xuất hiện lực vòng F_t, $F_t = 2.T_1/d_1 = 2.T_2/d_2$.

  Lúc này lực căng trên nhánh căng, $F_c = F_0 + F_t$,

  Lực căng trên nhánh không căng, $F_{kh} = F_0$, (Hình 15-8).

- Khi các đĩa xích quay, dây xích bị ly tâm tách xa khỏi đĩa xích. Trên các nhánh xích chịu thêm lực căng $F_v = q_m.v_1^2$, với q_m là khối lượng của 1 mét xích.

  Lúc này trên nhánh xích căng có lực $F_c = F_0 + F_t + F_v$

  trên nhánh không căng có lực $F_{kh} = F_0 + F_v$.

- Ngoài ra, do chuyển động có gia tốc, dây xích còn chịu một lực quán tính $F_đ$, gây va đập trên cả hai nhánh xích. $F_đ$ được tính gần đúng theo công thức:

$$F_đ = m_x.a_{xmax}$$

  a_{xmax} là gia tốc lớn nhất của dây xích.

Trong tính toán bộ truyền xích, giá trị của các lực F_0 , F_v , $F_đ$ được kể đến bằng các hệ số tính toán K.

- Lực tác dụng lên trục và ổ mang bộ truyền xích là lực hướng tâm F_r, có phương vuông góc với đường trục đĩa xích, có chiều kéo hai đĩa xích lại gần nhau. Giá trị của F_r được tính như sau:

$$F_r = K_t.F_t \qquad (15\text{-}4)$$

Trong đó K_t là hệ số kể đến trọng lượng của dây xích. Lấy $K_t = 1{,}15$ khi bộ truyền nằm ngang, và $K_t = 1{,}05$ khi bộ truyền thẳng đứng.

15.2. Tính bộ truyền xích

15.2.2. Các dạng hỏng của bộ truyền xích và chỉ tiêu tính toán

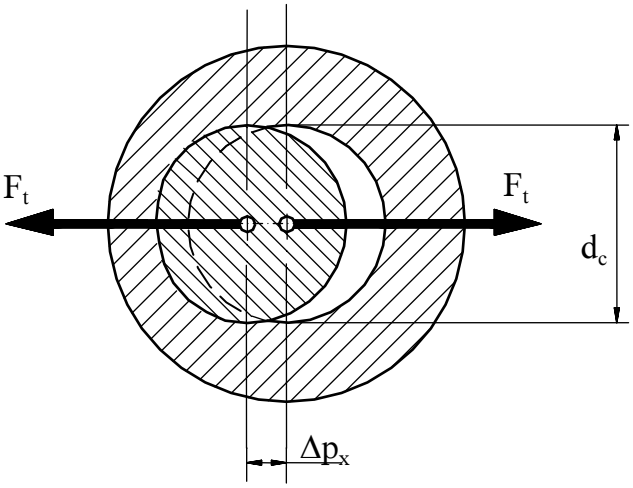
Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- Đứt xích, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.
- Mòn bản lề xích. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp xuất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh.

Ống lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 15-9).

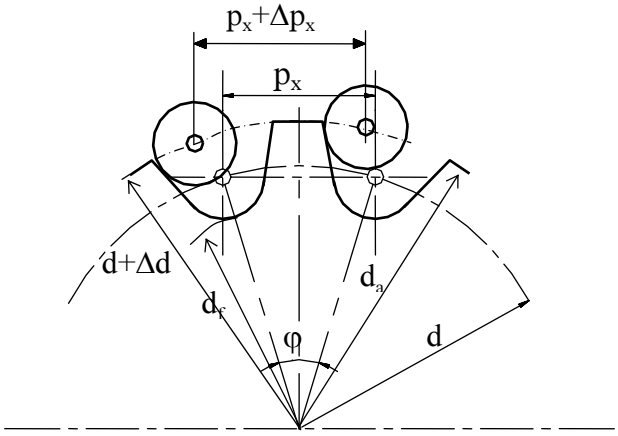
Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính d+Δd. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích (Hình 15-10).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gẫy chốt.



***Hình 15-9**: Xích bị mòn làm tăng bước xích*

- Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ống lót, gẫy chốt, vỡ con lăn.
- Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gẫy.



***Hình 15-10**: Hiện tượng xích bị tuột*

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, bộ truyền xích cần được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo chỉ tiêu sau:

$$p \le [p] \qquad (11\text{-}5)$$

Trong đó p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc của chốt và ống lót, MPa.

[p] là áp suất cho phép của khớp bản lề, MPa.

15.2.2. Tính bộ truyền xích ống con lăn

- Áp suất trên mặt tiếp xúc được tính theo công thức:

$$p = \frac{K.F_t}{A.K_X} = \frac{2.K.T_1}{d_1.A.K_X} \qquad (15\text{-}6)$$

Trong đó: A là diện tích tính toán của bản lề, $A = d_c.l_0$.

K là hệ số tải trọng, giá trị của K phụ thuộc vào đặc tính tải trọng, kích thước, vị trí và điều kiện sử dụng bộ truyền. K được tính theo công thức:

$$K = K_đ.K_a.K_0.K_{đc}.K_b$$

+ $K_đ$ là hệ số kể đến tải trọng động. Nếu tải trọng va đập mạnh lấy $K_đ = 1,8$. Nếu tải trọng va đập trung bình, lấy $K_đ = 1,2 \div 1,5$.

+ K_a là hệ số kể đến số vòng chạy của xích trong một giây. Nếu $a = (30 \div 50).p_x$, lấy $K_a = 1$. Nếu $a=(60 \div 80).p_x$, lấy $K_a = 0,8$. Nếu $a < 25.p_x$, lấy $K_a = 1,25$.

+ K_0 là hệ số kể đến cách bố trí bộ truyền. Nếu bộ truyền đặt nghiêng so với phương ngang một góc nhỏ hơn 60^0, lấy $K_0 = 1$. Trường hợp khác lấy $K_0 = 1,25$.

+ $K_{đc}$ là hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng xích. Nếu không điều chỉnh được, lấy $K_{dc} = 1,25$. Nếu điều chỉnh được thường xuyên, lấy $K_{dc} = 1$.

+ K_b là hệ số kể đến điều kiện bôi trơn. Nếu bôi trơn ngâm dầu, lấy $K_b = 0,8$. Nếu bôi trơn nhỏ giọt, lấy $K_b = 1$. Nếu bôi trơn định kỳ, lấy $K_b = 1,5$.

+ K_x là hệ số kể đến dùng nhiều dãy xích. Nếu dùng xích 1 dãy, lấy $K_x = 1$. Nếu dùng xích 2 dãy, lấy $K_x = 1,7$. Nếu dùng 3 dãy xích, lấy $K_x = 2,4$.

- Áp suất cho phép [p] được xác định theo thực nghiệm. Tra bảng trong các sổ tay thiết kế phụ thuộc vào số vòng quay và bước xích.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền xích được thực hiện theo các bước:

+ Xác định áp ứng suất cho phép [p].

+ Tính áp suất p sinh ra trên bề mặt tiếp xúc theo công thức (15-6).

+ So sánh p và [p], đưa ra kết luận:

Nếu $p > [p]$, bộ truyền không đủ bền,

Nếu $p_t \le [p]$, bộ truyền đủ bền.

Bài toán thiết kế bộ truyền xích thực hiện các nội dung chủ yếu sau đây:

+ Chọn loại xích, dự kiến số vòng quay, xác định áp suất cho phép [p].

+ Giả sử chỉ tiêu (15-5) thỏa mãn, ta viết được

$$\frac{2.K.T_1}{d_1.A.K_X} \le [p],$$

Có thể tính gần đúng $d_1 = z_1.p_x/\pi$; và diện tích $A \approx 0{,}28.p_x^2$. Lúc đó ta có:

$$p_x \geq 2{,}82.\sqrt[3]{\frac{K.T_1}{z_1.K_X.[p]}} \qquad (15\text{-}7)$$

+ Chọn p_x theo giá trị tiêu chuẩn, tính các kích thước khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn.

15.2.3. Trình tự thiết kế bộ truyền xích

Kích thước của bộ truyền xích được tính toán thiết kế theo trình tự sau:

1- Chọn loại xích. Thông thường chọn xích ống con lăn.

2- Chọn số răng đĩa xích nhỏ, $z_1 = 29 - 2.u \geq 19$. Tính $z_2 = u.z_1$

3- Tính bước xích p_x theo công thức (15-7), lấy p_x theo dãy số tiêu chuẩn. Kiểm tra điều kiện $p_x \leq p_{xmax}$. Nếu không thỏa mãn, phải tăng số dãy xích để giảm giá trị bước xích.

4- Tính đường kính của đĩa xích. $d_1 = p_x/\sin(\pi/z_1)$; $d_2 = u.d_1$.

5- Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_{sb}. Lấy $a_{sb} = (30 \div 50).p_x$. Kiểm tra điều kiện $a_{sb} > (d_1 + d_2)/2 + 2.h$; h là chiều cao của răng đĩa xích. Tính góc ôm α_1 theo công thức (15-1). Kiểm tra điều kiện $\alpha_1 \geq 120^0$. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh khoảng cách trục a_{sb}.

6- Tính chiều dài xích L_{sb} theo a_{sb} , dùng công thức (15-2). Tính số mắt xích $N_x = L_{sb}/p_x$. Lấy N_x là số chẵn. Tính chiều dài $L = N_x.p_x$. Tính khoảng cách trục a theo L, dùng công thức (15-3). Để tránh lực căng ban đầu trong xích, bớt khoảng cách trục a đi một lượng $\Delta a = (0{,}002 \div 0{,}004).a$.

7- Tính chiều rộng B của đĩa xích. Vẽ kết cấu đĩa xích dẫn và đĩa xích bị dẫn.

8- Tính lực tác dụng lên trục F_r, theo công thức (15-4).

CHƯƠNG XVI

BỘ TRUYỀN
VÍT ĐAI ỐC

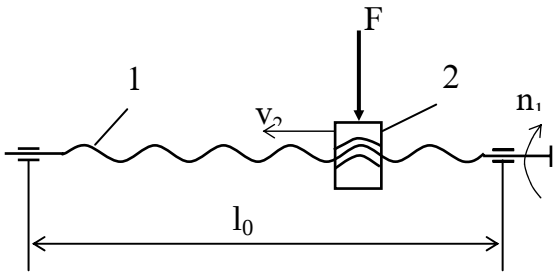
16.1. Những vấn đề chung

16.1.1. Giới thiệu bộ truyền vít đai ốc

Bộ truyền vít - đai ốc dùng để đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến, nhờ tiếp xúc giữa ren của đai ốc với ren trên trục vít (Hình 16-1).

Bộ truyền vít - đai ốc có 2 bộ phận chính:

+ Vít số 1 quay với số vòng quay n_1, công suất truyền động P_1, mô men xoắn trên trục T_1. Vít có ren ngoài tương tự như bu lông. Trong trường hợp này vít là



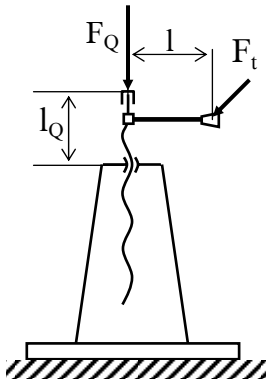
***Hình 16-1**: Bộ truyền vít - đai ốc*

khâu dẫn.

+ Đai ốc số 2, chuyển động tịnh tiến với vận tốc v_2, công suất trên đai ốc là P_2. Đai ốc có ren trong giống như đai ốc trong mối ghép ren. Trường hợp này đai ốc là khâu bị dẫn.

Trong những bộ truyền khác, có thể đai ốc là khâu dẫn, đai ốc quay với số vòng quay n_1; còn vít là khâu bị dẫn, chuyển động tịnh tiến với vận tốc v_2.

Nguyên lý làm việc của bộ truyền vít - đai ốc: ren của vít và ren của đai ốc ăn khớp với nhau. Nhưng trong quá trình truyền động có trượt rất lớn trên mặt ren, hiệu suất truyền động không cao.



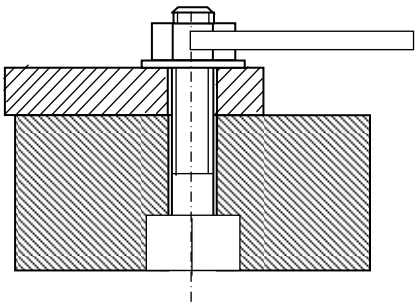
***Hình 16-2**: Kích vít*

Trong thực tế thường dùng các loại truyền động sau:

+ Vít quay, đai ốc tịnh tiến (Hình 16-1). Ví dụ như chuyển động của bàn xe dao trong máy tiện.

+ Vít vừa quay vừa tịnh tiến, còn đai ốc đứng yêu (Hình 16-2). Ví dụ như chuyển động của vít trong kích vít.

+ Đai ốc vừa quay vừa tịnh tiến, còn vít đứng yên (Hình 16-3). Ví dụ như chuyển động của đai ốc trong cơ cấu kẹp chặt của đồ gá.

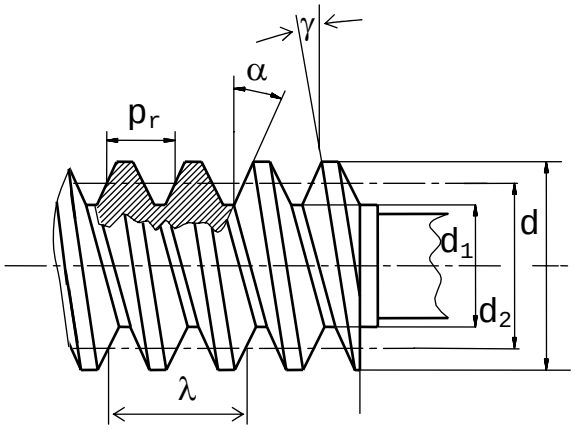


***Hình 16-3**:Cơ cấu kẹp chặt*

16.1.2. Phân loại bộ truyền vít - đai ốc

Tùy theo hình dạng mặt cắt ngang của tiết diện ren, bộ truyền vít đai ốc được chia thành các loại:

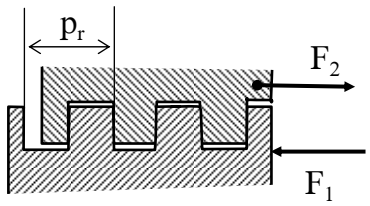
- Vít có ren hình thang (Hình 16-4). Loại này được dùng phổ biến để truyền chuyển động theo hai chiều. Ren được gia công dễ dàng trên máy tiện ren.
- Vít có ren chữ nhật (Hình 16-5). Bộ truyền loại này dùng để thực hiện



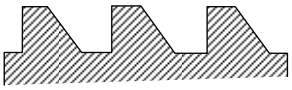
***Hình 16-4**: Trục vít ren hình thang*

chuyển động dọc trục chính xác cao. Hiệu suất truyền động cao. Tiết diện chân ren nhỏ, nên khả năng tải không cao. Giá thành tương đối đắt.

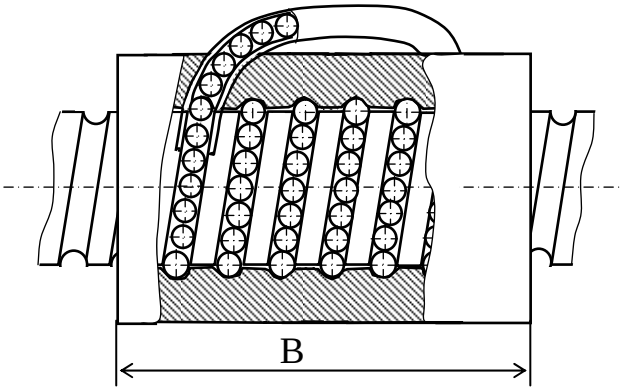
- Vít có ren răng cưa (Hình 16-6), có hiệu suất truyền động cao, khả năng tải trung bình. Thường dùng truyền tải trọng theo một chiều nhất định.
- Vít có ren tam giác, giống như bu lông. Dùng để thực hiện chuyển động chậm, chính xác. Loại này có hiệu suất truyền động thấp.
- Bộ truyền vít đai ốc bi (Hình 16-7). Loại này có ma sát nhỏ, hiệu suất truyền động cao. Được dùng nhiều trong các máy tự động, để thực hiện các dịch chuyển chính xác. Vít bi chế tạo phức tạp, cần phải có đường dẫn hồi bi. Giá thành của bộ truyền vít đai ốc bi rất đắt.



***Hình 16-5**: Ren chữ nhật*

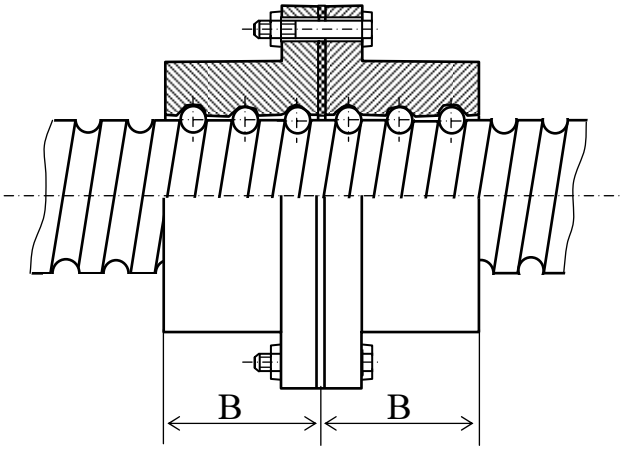


***Hình 16-6**: Ren răng cưa*



***Hình 16-7**: Bộ truyền vít đai ốc bi*

Để tăng độ chính xác khi thực hiện dịch chuyển dọc trục, người ta dùng đai ốc bi hai nửa (Hình 16-8). Loại này có thể điều chỉnh, khử khe hở giữa bi và rãnh chứa bi. Sau một thời gian sử dụng, bi và rãnh bị mòn, người ta điều chỉnh lại khe hở, độ chính xác của bộ truyền được khôi phục. Bộ truyền loại này có giá thành cao hơn loại đai ốc liền khối.



***Hình 16-8**: Đai ốc bi có hai nửa*

Tùy theo chiều của đường xoắn vít, bộ truyền được chia ra:

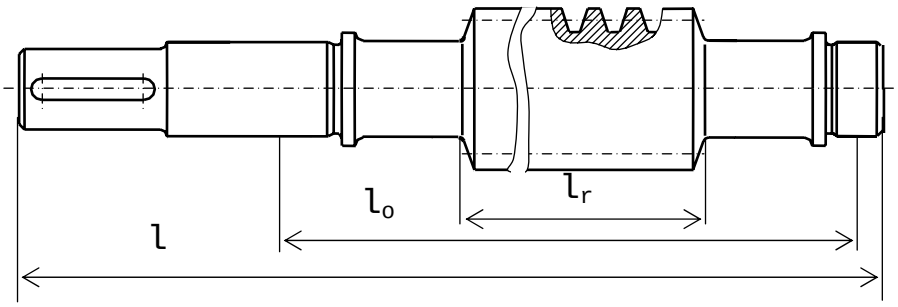
- Trục vít có ren phải: nhìn vào đường ren, theo hướng đi lên, ta thấy ren đi về phía tay phải.
- Trục vít có ren trái: theo hướng đi lên, ren đi về phía tay trái.

Ngoài ra ren còn được phân thành loại có một đầu mối, loại có hai hay nhiều đầu mối. Loại ren bước lớn, ren bước nhỏ.

16.1.3. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền vít - đai ốc

- Đường kính ngoài của trục vít d, mm. Là đường kính của vòng tròn đi qua đỉnh ren. Còn gọi là đường kính danh nghĩa. Đường kính danh nghĩa của đai ốc ký hiệu là D, là đường kính vòng tròn đi qua chân ren của đai ốc.
- Đường kính trong của trục vít d_1, mm. Là đường kính của vòng tròn đi qua chân ren. Còn gọi là đường kính chân ren. Đường kính trong của đai ốc ký hiệu là D_1, là đường kính vòng tròn đi qua đỉnh ren của đai ốc.
- Đường kính trung bình của vít d_2, của đai ốc là D_2, mm. Đường kính trung bình được tính theo công thức: $d_2 = (d+d_1)/2$; $D_2 = (D_1+D)/2$.
- Số mối ren của trục vít, ký hiệu là z; là số đầu mối của các đường xoắn vít.
- Bước ren p_r, mm. Giá trị của p_r được tiêu chuẩn hóa lấy theo đường kính d. Ứng với mỗi giá trị của d có quy định ren bước nhỏ, bước bình thường và bước lớn. Ví dụ: với d = 40 có bước ren p_r = 3 ; 6 ; 10 .

  d = 60 có bước ren p_r = 3 ; 8 ; 12.
- Bước xoắn vít λ, mm. Bước xoắn vít được tính theo công thức $\lambda = z.p_r$.
- Góc nâng của đường xoắn vít γ, độ. Có quan hệ: $tg\gamma = \lambda/(\pi.d_2)$.
- Hình dạng và kích thước của tiết diện ren. Được lấy theo tiêu chuẩn, phụ thuộc vào giá trị của đường kính d.
- Góc profil của tiết diện ren thang α, độ.
- Chiều rộng của đai ốc B, mm. cũng có thể gọi là chiều cao đai ốc, ký hiệu là H.
- Chiều dài phần gia công ren trên trục vít l_r, mm. Khoảng cách giữa hai gối đỡ trục vít l_o, mm. Chiều dài toàn bộ trục vít l, mm (Hình 16-9).



***Hình 16-9**: Kết cấu thường dùng của trục vít*

16.1.4. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền vít - đai ốc

- Số vòng quay trên trục vít dẫn hoặc đai ốc dẫn, ký hiệu là n_1, v/ph.
- Vận tốc tịnh tiến của trục vít hoặc đai ốc bị dẫn, ký hiệu là v_2, m/s.
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u, được tính theo quy ước: bằng tỷ số của độ dài dịch chuyển của điểm đặt lực phát động trên tay quay (hoặc vô lăng, bánh răng) và độ dài dịch chuyển của đai ốc (hoặc vít). Thông thường bộ truyền vít đai ốc có tỷ số truyền rất lớn.

  Ví dụ như kích vít trên Hình 16-2, khi tay quay một vòng điểm đặt lực di chuyển được một đoạn $S_t = 2.l.\pi$; lúc đó vít di chuyển được một đoạn bằng bước xoắn vít $S_Q = \lambda$. Tỷ số truyền $u = 2.\pi.l/\lambda$.
- Hiệu suất truyền động η, $\eta = A_2 / A_1$. Với A_2 là công có ích khi sử dụng bộ truyền, A_1 là công của lực phát động đặt trên tay quay, hoặc vô lăng.

  Nếu bỏ qua ma sát trên gối đỡ, hiệu suất η được tính theo công thức:

$$\eta = tg\gamma / tg(\gamma+\varphi')$$

  trong đó φ' là góc ma sát tương đương (trường hợp dùng ren hình chữ nhật, thì thay φ' bằng góc ma sát φ).

  Đa số các bộ truyền vít đai ốc sử dụng trong thực tế có tính tự hãm, tức là $\gamma < \varphi'$, trong trường hợp này hiệu suất của bộ tryền vít đai ốc thường nhỏ hơn 0,5.
- Thời gian phục vụ của bộ truyền, hay tuổi bền của bộ truyền t_b; h.
- Yêu cầu về môi trường làm việc của bộ truyền.
- Chế độ làm việc.

16.2. Tính bộ truyền vít - đai ốc

16.2.1. Các dạng hỏng của bộ truyền vít - đai ốc và chỉ tiêu tính toán

Trong khi làm việc, bộ truyền vít đai ốc có thể xảy ra các dạng hỏng:

- Mòn ren của vít và đai ốc. Do vận tốc trượt lớn, áp suất trên mặt ren lớn, nên tốc độ mòn tương đối cao. Mòn làm tăng khe hở, giảm kích thước tiết diện ren, bộ truyền làm việc không tốt nữa.
- Cắt đứt ren, hoặc dập bề mặt ren. Do tải trọng quá lớn, áp suất trên mặt ren lớn.
- Trục vít bị uốn cong, do mất ổn định. Các trục vít mảnh, chịu lực dọc trục lớn thường có dạng hỏng này.

- Trục vít bị gẫy. Nếu tải trọng quá lớn, hoặc sử dụng quá thời gian cho phép, trục vít không đủ bền, nó sẽ bị gẫy, hỏng.

Để hạn chế các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền vít đai ốc theo các chỉ tiêu sau:

$$p \le [p] \qquad (16\text{-}1)$$

$$F_a \le [F_a] \qquad (16\text{-}2)$$

$$\sigma_{td} \le [\sigma] \qquad (16\text{-}3)$$

Trong đó: p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc của ren,

[p] là áp suất cho phép,

F_a là lực dọc trục tác dụng lên vít,

$[F_a]$ là lực dọc trục cho phép,

σ_{td} là ứng suất sinh ra trên tiết diện chân ren, có đường kính d_1 của vít,

$[\sigma]$ là ứng suất cho phép.

16.2.2. Tính bộ truyền vít - đai ốc theo độ bền mòn

Áp suất trên bề mặt tiếp xúc của ren được tính theo công thức:

$$p = \frac{K.F_a}{\pi.d_2.h.x} = \frac{K.F_a}{\pi.d_2^2.\psi_h.\psi_H} \qquad (16\text{-}4)$$

Trong đó: K là hệ số tải trọng, có thể lấy K = 1÷1,25 .

h là chiều cao của tiết diện ren. $h = \psi_h.p_r$.

Hệ số chiều cao ren ψ_h có thể chọn như sau:

$\psi_h = 0,5$, đối với ren hình thang,

$\psi_h = 0,75$, đối với ren chữ nhật và ren răng cưa,

$\psi_h = 0,54$, đối với ren tam giác.

x là số vòng ren trên đai ốc, số vòng ren tiếp xúc. $x = H/p_r = \psi_H.d_2/p_r$

ψ_H là hệ số chiều cao đai ốc, $\psi_H = H/d_2$. Có thể chọn giá trị của ψ_H trong khoảng 1,2 ÷ 1,5 .

Áp suất cho phép [p] có thể chọn như sau:

+ Với bộ truyền bằng vật liệu thép tôi - đồng thanh, lấy [p] = 11 ÷ 13 MPa,

+ Với bộ truyền bằng vật liệu thép không tôi - đồng thanh, lấy [p] = 8 ÷ 10 MPa,

+ Với bộ truyền bằng vật liệu thép tôi - gang, lấy [p] = 4 ÷ 6 MPa.

Bài toán kiểm tra bền bộ truyền vít đai ốc được thực hiện như sau:

- Tính áp suất p sinh ra trên mặt ren, theo công thức (16-4).
- Xác định áp suất cho phép [p].
- So sánh giá trị của p và [p], rút ra kết luận. Nêu p ≤ [p], bộ truyền đủ bền mòn.

Bài toán thiết kế bộ truyền theo độ bền mòn được thực hiện như sau:

- Xác định áp suất cho phép [p].
- Giả sử điều kiện (16-1) thoả mãn, sử dụng công thức (16-4), ta tính được

$$d_2 = \sqrt{\frac{K.F_a}{\pi.\psi_h.\psi_H.[p]}} \qquad (16\text{-}5)$$

Có d_2 ta tính toán được các kích thước khác của bộ truyền.

16.2.3. Tính bộ truyền vít - đai ốc theo điều kiện ổn định

Lực dọc trục F_a được biết trước, hoặc tính toán từ tải trọng tác dụng lên bộ truyền.

Lực dọc trục cho phép $[F_a]$ được xác định như sau:

$$[F_a] = \frac{\pi^2.E.J}{S.(\mu.l_t)^2} \qquad (16\text{-}6)$$

Trong đó: E là mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo trục vít, MPa.

J là mô men quán tính của tiết diện chân ren, $J = \frac{\pi.d_1^4}{64}$

S là hệ số an toàn, có thể lấy S = 2,5 ÷ 4 .

μ là hệ số liên kết của trục vít.

Nếu hai đầu có ổ đỡ (Hình 16-1), lấy μ = 1 ,
Nếu một đầu ngàm (Hình 16-2), lấy μ = 2 .

l_t là chiều dài tính toán ổn định. Ví dụ, lấy $l_t = l_o$ (Hình 16-1),
$l_t = l_Q$ (Hình 16-2).

Kiểm tra điều kiện ổn định của bộ truyền: So sánh giá trị của F_a và $[F_a]$, nếu $F_a \le [F_a]$, bộ truyền đủ điều kiện ổn định.

16.2.4. Tính bộ truyền vít đai ốc theo độ bền

- Ứng suất tương đương sinh ra trên tiết diện nguy hiểm của trục vít được tính theo Thuyết bền thứ tư:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau_X^2} \qquad (16\text{-}7)$$

Trong đó ứng suất pháp σ do lực F_a gây nên, $\sigma = \frac{4.F_a}{\pi.d_1^2}$

Ứng suất tiếp τ_x do mô men xoắn gây nên, $\tau_x = \frac{T}{0{,}2.d_1^3} = \frac{F_a.tg(\gamma+\varphi').d_2}{2.0{,}2.d_1^3}$

- Ứng suất cho phép [σ] có thể lấy theo giới hạn chảy của vật liệu chế tạo trục vít, $[\sigma] = \sigma_{ch}/S$. Hệ số an toàn S có thể lấy bằng 3.

16.2.5. Trình tự thiết kế bộ truyền vít - đai ốc

Kích thước của bộ truyền vít đai ốc được tính thiết kế theo trình tự sau:

1- Chọn vật liệu chế tạo trục vít và vật liệu chế tạo đai ốc.

2- Xác định áp suất cho phép [p] ; lực dọc [F_a] và ứng suất cho phép [σ].

3- Chọn các giá trị của hệ số chiều cao ren ψ_h và chiều cao đai ốc ψ_H.

4- Xác định đường kính trung bình d_2 theo công thức (16-5). Chọn d_2 theo tiêu chuẩn, xác định d và d_1, các kích thước khác của bộ truyền. Vẽ kết cấu của bộ truyền vít - đai ốc.

5- Kiểm tra điều kiện ổn định của trục vít. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

6- Tính ứng suất tương đương theo công thức (16-7). Kiểm tra độ bền của vít. Nếu không đủ bền, phải điều chỉnh kích thước của trục vít.

7- Vẽ bản vẽ chế tạo trục vít, đai ốc.

CHƯƠNG XVII

PHÂN TÍCH CHỌN BỘ TRUYỀN

Trong nhiều trường hợp, nhiệm vụ thiết kế chỉ yêu cầu thiết kế bộ truyền để truyền chuyển động giữa hai trục, mà không yêu cầu loại bộ truyền cụ thể. Người thiết kế phải phân tích để lựa chọn loại bộ truyền thích hợp nhất cho từng bài toán thiết kế.

Chương này cung cấp các thông tin về ưu điểm, nhược điểm, phạm vi sử dụng của từng loại bộ truyền. Những số liệu này là cơ sở cho người thiết kế lựa chọn phương án tối ưu.

17.1. Bộ truyền bánh răng

17.1.1. Ưu điểm của bộ truyền bánh răng

- Bộ truyền bánh răng có kích thước nhỏ gọn hơn các bộ truyền khác, khi làm việc với công suất, số vòng quay và tỷ số truyền như nhau.

- Bộ truyền bánh răng có khả năng tải cao hơn so với các bộ truyền khác, khi có cùng kích thước.
- Tỷ số truyền không thay đổi, số vòng quay n_2 ổn định.
- Hiệu suất truyền động cao hơn các bộ truyền khác.
- Làm việc chắc chắn, tin cậy. Có tuổi bền cao.

17.1.2. Nhược điểm của bộ truyền bánh răng

- Bộ truyền bánh răng yêu cầu gia công chính xác cao, cần phải có dao chuyên dùng. Giá thành tương đối đắt.
- Bộ truyền làm việc có nhiều tiếng ồn, nhất là khi vận tốc làm việc cao.
- Khi sử dụng cần phải chăm sóc, bôi trơn đầy đủ.

17.1.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh răng

- Bộ truyền bánh răng được dùng nhiều nhất so với các bộ truyền khác. Nó được dùng trong tất cả các loại máy, trong mọi ngành kinh tế.
- Bộ truyền bánh răng có thể truyền tải trọng từ rất nhỏ đến rất lớn. Tải trọng cực đại có thể đến 300 kW.
- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc từ rất nhỏ, đến rất lớn. Vận tốc lớn nhất có thể đến 200 m/s.
- Tỷ số truyền thường dùng từ 1 đến 7. Tỷ số truyền tối đa cho một bộ truyền thông dụng không nên quá 12.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,97 đến 0,99.

17.2. Bộ truyền đai

17.2.1. Ưu điểm của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành hạ.
- Bộ truyền đai có khả năng truyền chuyển động giữa hai trục khá xa nhau, mà kích thước của bộ truyền không lớn lắm.
- Bộ truyền làm việc êm, không có tiếng ồn.
- Đảm bảo an toàn cho động cơ khi có quá tải.

17.2.2. Nhược điểm của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có trượt, nêu tỷ số truyền và số vòng quay n_2 không ổn định.

- Bộ truyền có khả năng tải không cao. Kích thước của bộ truyền lớn hơn các bộ truyền khác, khi làm việc với tải trọng như nhau.
- Tuổi thọ của bộ truyền tương đối thấp, đặc biệt khi làm việc với vận tốc cao.
- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn, có thể gấp 2÷3 lần so với bộ tuyền bánh răng.

17.2.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai được dùng nhiều trong các máy đơn giản. Khi cần truyền chuyển động giữa các trục xa nhau. Kết hợp dùng làm cơ cấu an toàn để bảo vệ động cơ.
- Bộ truyền đai thường dùng truyền tải trọng từ nhỏ đến trung bình. Tải trọng cực đại có thể đến 50 kW.
- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ, đến trung bình. Vận tốc thường dùng không nên quá 20 m/s, vận tốc lớn nhất có thể dùng là 30 m/s.
- Tỷ số truyền thường dùng từ 1 đến 3 cho đai dẹt, từ 2 đến 6 cho đai thang. Tỷ số truyền tối đa cho một bộ truyền đai dẹt không nên quá 5, cho bộ truyền đai thang không nên quá 10.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,92 đến 0,97.

17.3. Bộ truyền xích

17.3.1. Ưu điểm của bộ truyền xích

- Bộ truyền xích có khả năng tải cao hơn, kích thước nhỏ gọn hơn so với bộ truyền đai.
- Bộ truyền xích có thể truyền chuyển động giữa hai trục xa nhau, mà kích thước của bộ truyền không lớn.
- Bộ truyền xích có thể truyền chuyển động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn ở xa nhau.
- Hiệu suất truyền động cao hơn đai.

17.3.2. Nhược điểm của bộ truyền xích

- Bộ truyền xích có vận tốc và tỷ số truyền tức thời không ổn định.
- Bộ truyền làm việc có nhiều tiếng ồn.
- Yêu cầu chăm sóc, bôi trơn thường xuyên trong quá trình sử dụng.
- Bản lề xích mau bị mòn, và có quá nhiều mối ghép, nên tuổi thọ không cao.

17.3.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền xích

- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.
- Khi cần truyền chuyển động giữa các trục xa nhau, hoặc truyền chuyển động từ một trục đến nhiều trục.
- Bộ truyền xích thường dùng truyền tải trọng từ nhỏ đến trung bình. Tải trọng cực đại có thể đến 100 kW.
- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ, đến trung bình. Vận tốc thường dùng không nên quá 6 m/s. Vận tốc lớn nhất có thể dùng 25 m/s, khi tỷ số truyền nhỏ hơn 3.
- Tỷ số truyền thường dùng từ 1 đến 7. Tỷ số truyền tối đa không nên quá 15.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,96 đến 0,98 .

17.4. Bộ truyền trục vít

17.4.1. Ưu điểm của bộ truyền trục vít

- Bộ truyền trục vít có kích thước nhỏ gọn hơn so với các bộ truyền khác, khi thực hiện cùng một tỷ số truyền.
- Một bộ truyền trục vít có thể thực hiện được tỷ số truyền rất lớn.
- Bộ truyền làm việc êm, không gây tiếng ồn.
- Bộ truyền có khả năng tự hãm, chuyển động không thể truyền ngược từ bánh vít đến trục vít.

17.4.2. Nhược điểm của bộ truyền trục vít

- Bộ truyền trục vít gia công phức tạp, cần sử dụng vật liệu đắt tiền. Giá thành rất cao.
- Bộ truyền làm việc có trượt nhiều, hiệu suất truyền động rất thấp.
- Nhiệt độ làm việc của bộ truyền cao, làm nóng các chi tiết lân cận.

17.4.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền trục vít

- Bộ truyền trục vít được dùng trong các cơ cấu nâng. Được dùng khi cần thực hiện một tỷ số truyền lớn, yêu cầu kích thước nhỏ gọn.
- Bộ truyền trục vít thường dùng truyền tải trọng nhỏ đến trung bình. Tải trọng lớn nhất nên dùng không quá 60 kW.

- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ và trung bình, không nên cho bộ truyền làm việc với vận tốc lớn.
- Tỷ số truyền thường dùng từ 10 đến 60. Tỷ số truyền tối đa cho một bộ truyền thông dụng không nên quá 100.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,7 (khi $z_1 = 1$) đến 0,92 (khi $z_1 = 4$).

17.5. Bộ truyền bánh ma sát

17.5.1. Ưu điểm của bộ truyền bánh ma sát

- Bộ truyền bánh ma sát có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành thấp.
- Một bộ truyền bánh ma sát có thể thực hiện biến đổi vô cấp tốc độ.
- Bộ truyền làm việc êm, không gây tiếng ồn.

17.5.2. Nhược điểm của bộ truyền bánh ma sát

- Bộ truyền bánh ma sát có trượt, nên tỷ số truyền và số vòng quay n_2 không ổn định.
- Bộ truyền có hiệu suất truyền động rất thấp.
- Khả năng tải của bộ truyền thấp, và khó xác định chính xác.

17.5.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh ma sát

- Bộ truyền bánh ma sát được dùng trong các thiết bị rèn dập, một số thiết bị đo. Được dùng khi cần điều chỉnh vô cấp tốc độ trục bị dẫn.
- Bộ truyền bánh ma sát được dùng làm việc với tải trọng cực đại bằng 20 kW.
- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ và trung bình, không nên cho bộ truyền làm việc với vận tốc quá 20 m/s.
- Tỷ số truyền thường dùng không nên quá 7.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,8 đến 0,95.

17.6. Bộ truyền vít - đai ốc

17.6.1. Ưu điểm của bộ truyền vít - đai ốc

- Bộ truyền vít đai ốc có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành không cao. có kích thước nhỏ gọn, tiện sử dụng.
- Bộ truyền có khả năng tải cao, làm việc tin cậy. Không gây tiếng ồn.

- Có tỷ số truyền rất lớn. Tạo ra được lực dọc trục lớn, trong khi chỉ cần đặt lực nhỏ vào tay quay.
- Có thể thực hiện được di chuyển chậm, chính xác cao.

17.6.2. Nhược điểm của bộ truyền vít - đai ốc

- Hiệu suất của bộ truyền rất thấp.
- Ren bị mòn nhanh, nên tuổi bền không cao, nhất là khi phải làm việc với tốc độ lớn.

17.6.3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền vít - đai ốc

- Được sử dụng trong các thiết bị nhằm tạo lực dọc trục lớn, như kích vít, vít ép.
- Dùng làm cơ cấu thực hiện chuyển vị chính xác, như cơ cấu chạy dao của các máy cắt, các dụng cụ đo, thiết bị định vị và điều chỉnh.

PHẦN THỨ TƯ

CHI TIẾT MÁY

ĐỠ NỐI

CHƯƠNG XVIII

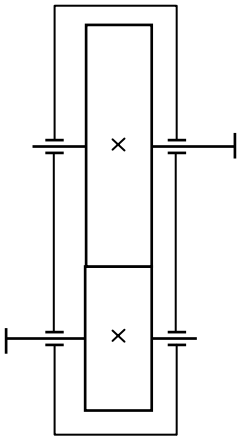
TRỤC

18.1. Những vấn đề chung

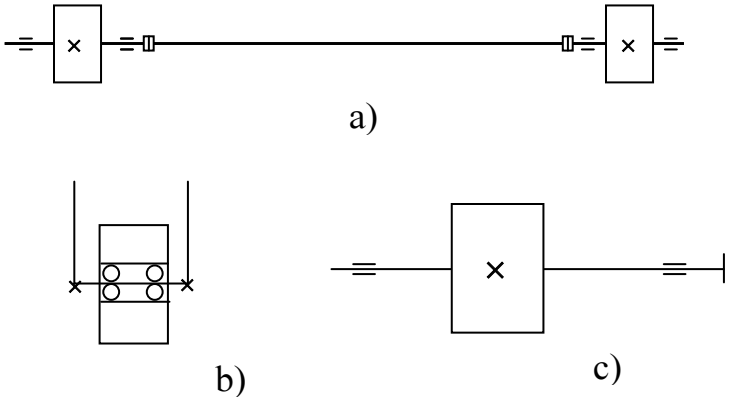
18.1.1. Giới thiệu về trục

Trục là chi tiết máy có công dụng chung, được dùng để đỡ các chi tiết máy quay, để truyền động, hoặc thực hiện cả hai nhiệm vụ trên (Hình 18-1).

Dưới dạng sơ đồ, người ta biểu diễn đường tâm của trục, có vẽ thêm ổ để thể hiện trục có thể quay (Hình 18-2).



***Hình 18-1**: Trục trong hộp giảm tốc*



***Hình 18-2**: Sơ đồ trục truyền, trục tâm,và trục truyền chung*

18.1.2. Phân loại trục

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, người ta phân chia trục ra các loại.

- Tuỳ theo công dụng, trục được phân thành các loại:

  + Trục truyền, được dùng để truyền mô men xoắn, trên trục hầu như không có mô men uốn (Hình 18-2, a).

  + Trục tâm, dùng đỡ các chi tiết máy quay, chỉ có mô men uốn tác dụng lên trục, hầu như không có mô men xoắn (Hình 18-2, b).

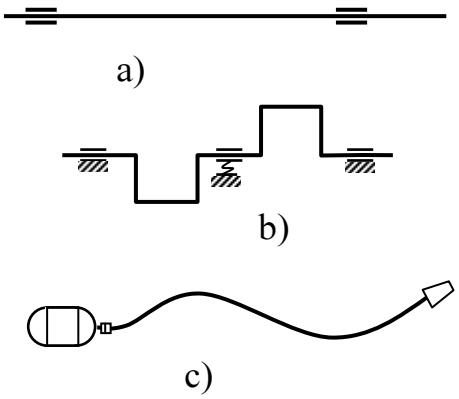
  + Trục truyền chung, vừa đỡ chi tiết máy quay, vừa truyền mô men xoắn. Trên trục có cả mô men uốn và mô men xoắn tác dụng (Hình 18-2, c).

- Theo hình dạng của đường tâm, trục được chia ra:

  + Trục thẳng, đường tâm thẳng (Hình 18-3, a). Đây là loại trục thông dụng.

  + Trục khuỷu, đường tâm gấp khúc (Hình 18-3, b). Được dùng ở động cơ đốt trong.

  + Trục mềm, đường tâm của trục có thể thay đổi hình dạng trong quá trình máy làm việc.



***Hình 18-3**: Trục thẳng, trục khuỷu, trục mềm*

- Theo hình dạng của trục, người ta chia ra:

  + Trục trơn, là trục chỉ có một đoạn duy nhất,

kích thước đường kính từ đầu đến cuối như nhau. Trục đơn giản, dễ chế tạo, nhưng khó cố định các chi tiết máy khác trên trục.

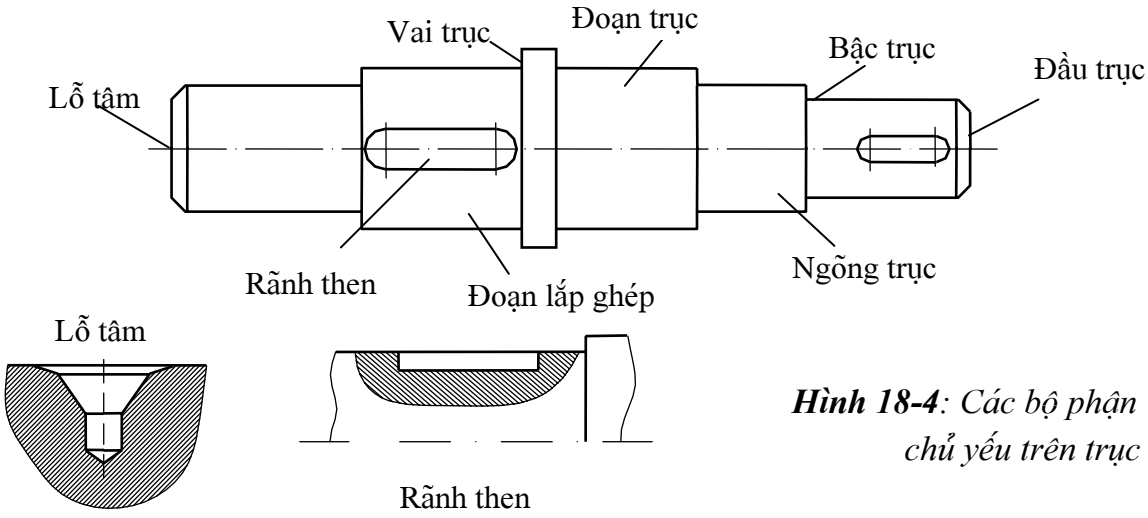
+ Trục bậc: gồm có nhiều đoạn trục đồng tâm, các đoạn có kích thước khác nhau. Trục bậc có kết cấu phức tạp, khó gia công, nhưng dễ dàng cố định các chi tiết máy khác trên trục. Trong thực tế trục bậc được dùng nhiều.

Trong chương này, chủ trình bày về trục thẳng, có bậc, tiết diện tròn xoay, đường sinh thẳng.

18.1.3. Các bộ phận chủ yếu của trục,

Giới thiệu một số tên thường dùng của các bộ phận trên trục (Hình 18-4):

+ Đoạn trục, là một phần của trục, có cùng kích thước đường kính, đường sinh liên tục.



***Hình 18-4**: Các bộ phận chủ yếu trên trục*

+ Bậc trục, là chỗ chuyển tiếp giữa hai đoạn trục.

+ Đầu trục, là hai mặt mút của trục.

+ Đoạn lắp ghép, là đoạn trục dùng để lắp giáp với các chi tiết máy khác.

+ Ngõng trục, là đoạn trục dùng để lắp ổ trượt, hoặc ổ lăn.

+ Vai trục, là mặt tỳ để cố định các chi tiết máy lắp trên trục, theo phương dọc trục.

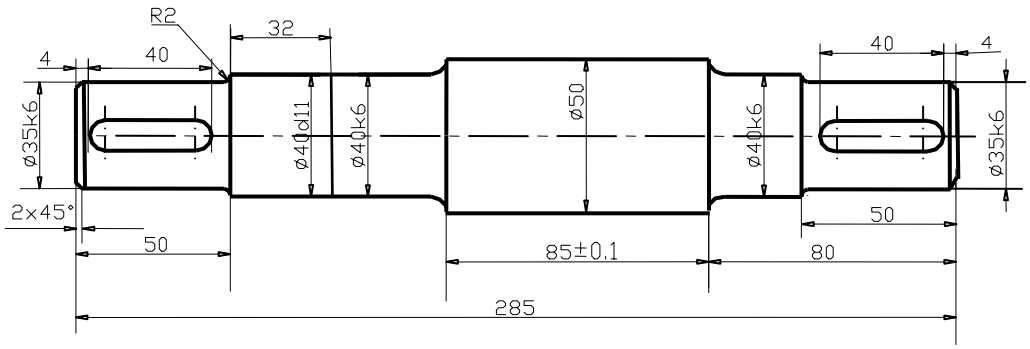
+ Rãnh then, dùng để lắp ghép then lên trục, cố định các chi tiết máy theo phương tiếp tuyến.

+ Lỗ tâm, trên đầu trục, dùng để lắp mũi chống tâm, định vị tâm của trục trên máy gia công, hoặc trên thiết bị kiểm tra.

18.1.4. Các thông số hình học chủ yếu của trục

Để xác định chính xác hình dạng và kích thước của trục, trên bản vẽ phải thể hiện các thông số hình học chủ yếu sau (Hình 18-5):

- Đường kính của các đoạn trục, có ghi chữ ϕ cùng với số đo của trục. Nếu không ghi đơn vị, thì đó là số mm của đường kính. Kích thước đường kính phải có dung sai kèm theo. Dung sai được ghi bằng số, hoặc bằng ký hiệu, hoặc ghi cả hai.
- Chiều dài của các đoạn trục, mm. Tất cả các đoạn trục phải ghi chiều dài, kể cả đoạn vát, đoạn làm rãnh. Kích thước chiều dài được ghi theo chuỗi, sao cho thuận tiện việc gia công và kiểm tra. Tất cả các kích thước chiều dài phải có dung sai. Các khâu khép kín không nên ghi dung sai.
- Kích thước của rãnh then, gồm chiều dài, chiều rộng, chiều sâu, và kích thước xác định vị trí của rãnh then. Các kích thước có dung sai.



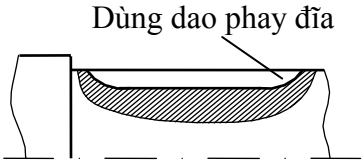
***Hình 18-5**: Kích thước của trục*

- Kích thước của lỗ tâm, lấy theo tiêu chuẩn, để lắp vừa các mũi chống tâm.
- Kích thước của các lỗ, các rãnh khác trên trục.
- Độ nhám bề mặt, phải ghi cho tất cả các bề mặt. Nếu nhiều bề mặt có cùng độ nhám thì ghi chung.
- Sai lệch hình dạng cho phép của các mặt trụ, mặt côn, tiết diện trục, các đường.
- Sai lệch vị trí tương quan giữa các bề mặt, giữa các mặt với đường tâm chung của trục (thường được xác định bằng đường tâm chung của hai ngõng trục).

18.1.5. Một số điểm cần chú ý khi chọn kết cấu của trục:

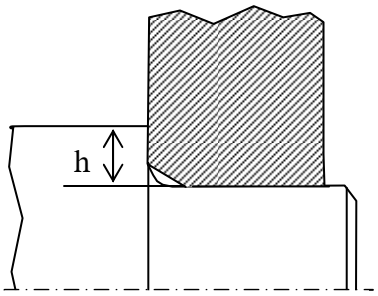
Để thuận tiện cho việc gia công trục, lắp ghép các chi tiết máy lên trục, giảm những nhân tố gây tập trung ứng suất, tăng sức bền mỏi cho trục, khi chọn kết cấu của trục cần chú ý đến một số điểm sau:

- Trên các trục có nhiều rãnh then, các rãnh then nên bố trí trên cùng một đường sinh của trục, để có thể gia công các rãnh then trên một lần gá chi tiết. Nếu có thể được, nên chọn kích thước chiều rộng các rãnh then như nhau, để gia công bằng cùng một dao. Nên dùng dao phay đĩa gia công rãnh then, để giảm bớt tập trung ứng suất (Hình 18-6).



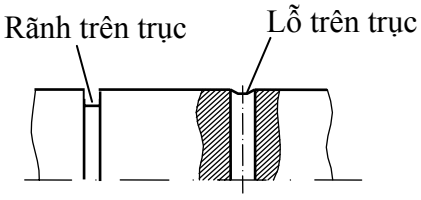
***Hình 18-6**: Rãnh then giảm tập trung ứng suất*

- Tại chỗ bậc trục luôn có tập trung ứng suất, vết nứt thường xuất hiện ở đây. Cố gắng giảm tối đa số bậc trên trục. Kích thước đường kính của hai đoạn trục kề nhau chênh lệch càng ít càng tốt; ở những bậc có vai trục, độ cao tối thiểu của bậc (h) được chọn đủ để hạn chế dịch chuyển dọc trục của các chi tiết máy lắp trên trục. Tại chỗ bậc nên làm cung lượn chuyển tiếp, bán kính cung lượn càng lớn càng tốt; ở chỗ bậc có vai, bán kính lớn nhất được chọn sao cho không ảnh hưởng đến sự tiếp xúc của bạc với vai trục (Hình 18-7).



Hình 18-**7:** Chọn bán kính góc lượn

- Kích thước đường kính ngõng trục lắp với vòng trong của ổ lăn, bắt buộc phải lấy theo giá trị tiêu chuẩn, mm. Ví dụ: 8; 9; 10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; .....
- Đường kính các đoạn trục lắp ghép với bạc nên lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để thuận tiện cho việc kiểm tra kích thước. Ví dụ: 15 ; 16 ; 17 ;18 ; 19 ; 20 ; 21 ; 22 ; 24 ; 25 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 36 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 48 ; 50 ; 52 ; 55 ; 60 ; 63; 65 ; 70 ; 80 ; 85 ; 95 ; 100 ; 105 ; 110 ; 120 ; 125 ; 130 ; 140 ; 150 ; 160.
- Hạn chế đến mức tối đa việc làm các rãnh, các lỗ, các vết khắc trên trục, như trên Hình 18-8.
- Dung sai kích thước, sai lệch cho phép hình dạng hình học, vị trí tương quan và độ nhám bề mặt cần chọn hợp lý. Nếu chọn cao quá mức cần thiết sẽ gây khó khăn cho việc gia công và làm tăng giá thành chi tiết máy. Nếu chọn thấp quá sẽ không đảm bảo khả năng làm việc của chi tiết máy.



***Hình 18-8**: Kết cấu không nên dùng*

- Trên một đoạn trục có cùng kích thước danh nghĩa, nhưng hai phần có dung sai khác nhau, giữa hai phần có đường phân cách, và phải ghi riêng kích thước và dung sai cho từng phần.

18.2. Tính trục

18.2.1. Các dạng hỏng của trục và chỉ tiêu tính toán

Trong quá trình làm việc trục có thể bị hỏng ở các dạng sau:

- Gẫy trục. Trục bị tách rời thành hai nửa, không thể làm việc được nữa, ngoài ra có thể gây nguy hiểm cho người và các chi tiết máy ở lân cận. Gẫy trục có thể do quá tải đột ngột, hoặc do mỏi.
- Trục bị cong vênh. Nếu ứng suất quá lớn, trục bị biến dạng dư, trở nên cong vênh, không thể làm việc tốt được nữa. Thường là do tải trọng quá lớn, hoặc tải trung bình nhưng tác dụng trong một thời gian quá dài, trục bị lưu biến.
- Trục bị biến dạng đàn hồi quá lớn. Nếu trục không đủ độ cứng, biến dạng võng trục, xoắn trục lớn làm ảnh hưởng đến sự ăn khớp của các bộ truyền trên trục; biến dạng góc xoay lớn sẽ dẫn đến kẹt ổ.
- Bề mặt lắp ghép của trục bị dập. Dùng mối ghép có độ dôi quá lớn, làm dập bề mặt trục, phải bỏ trục.
- Mòn các ngõng trục. Đặc biệt là ngõng trục lắp với ổ trượt. Mòn quá mức cho phép, phải thay trục.
- Trục bị dao động quá mức cho phép. Sẽ làm tăng biến dạng trục, tăng tải trọng tác dụng lên trục, dẫn đến hỏng trục.
- Trục bị mất ổ định. Một số trục mảnh, chịu tải trọng dọc trục lớn, trục bị uốn cong do mất ổn định. Giảm đáng kể khả năng làm việc của trục.

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, trục thường được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo các chỉ tiêu sau:

$$\sigma_{td} \le [\sigma] \qquad (18\text{-}1)$$

$$S \ge [S] \qquad (18\text{-}2)$$

Nếu có tải trọng quá tải, cần kiểm tra theo chỉ tiêu:

$$\sigma_{qt} \le [\sigma_{qt}] \qquad (18\text{-}3)$$

Đối với trục mảnh cần kiểm tra các chỉ tiêu về độ cứng.

Đối với các trục tương đối mảnh, chịu lực dọc trục lớn, cần kiểm tra điều kiện ổn định.

Trong đó σ_{td} là ứng suất tương đương xuất hiện trên tiết diện của trục,

$[\sigma]$ là ứng suất cho phép của trục theo sức bền mỏi,

S là hệ số an toàn tính tại tiết diện của trục,

[S] là hệ số an toàn cho phép của trục,

σ_{qt} là ứng suất do tải trọng quá tải gây nên tại tiết diện nguy hiểm.

$[\sigma_{qt}]$ là ứng suất cho phép của trục theo sức bền tĩnh.

Trục thường bị hỏng do mỏi, độ bền của trục không những phụ thuộc vào giá trị ứng suất trên các tiết diện nguy hiểm của trục, mà còn phụ thuộc vào các yếu tố gây tập trung ứng suất trên trục.

Sử dụng chỉ tiêu 18-1 để tính trục, được gọi là tính gần đúng trục. Trong tính toán chỉ quan tâm đến ứng suất trên trục, chứ chưa kể đến các yếu tố gây tập trung ứng suất.

Sử dụng chỉ tiêu 18-2 để tính trục, được gọi tính chính xác trục. Trong tính toán đã chú ý đến giá trị ứng suất và các yếu tố gây tập trung ứng suất.

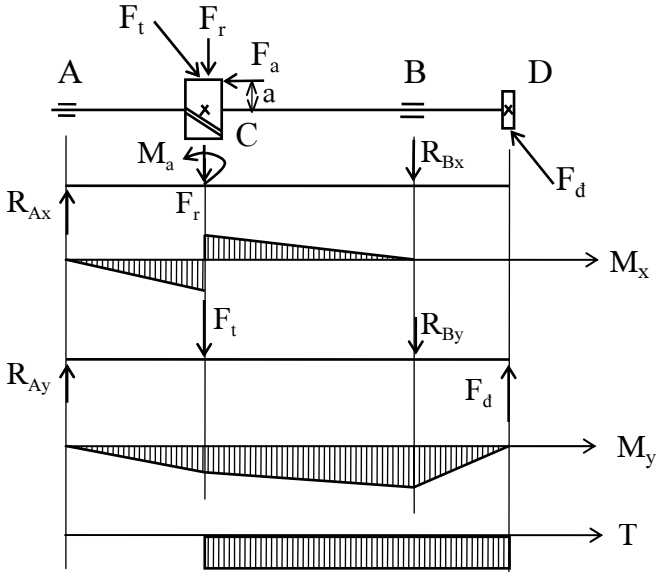
Sử dụng chỉ tiêu 18-3 để tính trục, được gọi là tính trục theo quá tải.

18.2.2. Tính kiểm tra trục theo chỉ tiêu gần đúng

Trong một số trường hợp, không yêu cầu tính chính xác trục, hoặc trong các trục có kết cấu đơn giản, ít các yếu tố gây tập trung ứng suất; chỉ cần kiểm tra trục theo chỉ tiêu gần đúng là đủ.

Ứng suất tương đương trên từng tiết diện của trục được xác định theo trình tự sau:

- Lập sơ đồ tính trục. Đo chiều dài các đoạn trục, xác định khoảng cách giữa các điểm đặt lực. Đặt tải trọng lên sơ đồ tính (Hình 18-9).



***Hình 18-9**: Sơ đồ tính trục và biểu đồ mô men*

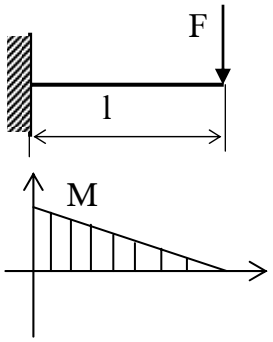
Tải trọng được lấy từ bài toán thiết kế các bộ truyền có liên quan đến trục.

Trên đoạn trục có lắp khớp nối, nếu trục quay nhanh, hoặc khớp có độ chính xác thấp, có thể đặt tải trọng tác dụng lên trục, lực $F_k = (0,2 \div 0,5).F_t$, với F_t là lực tiếp tuyến trên vòng tròn đi qua tâm của bộ phận liên kết.

- Tính phản lực trên các gối tựa. Chia tải trọng tác dụng về hai mặt phẳng toạ độ Ozx và Ozy; tính phản lực R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Bx} và R_{By} trên hai mặt phẳng toạ độ.
- Vẽ biểu đồ mô men uốn M_x và M_y trên từng mặt phẳng toạ độ.

  Chiều của biểu đồ mô men uốn được biểu diễn theo chiều thớ căng của trục (Hình 18-10).
- Vẽ biểu đồ mô men xoắn T. Chiều dương của biểu đồ môn men nên chọn thống nhất cho tất cả các trục trong máy.
- Ứng suất σ_{tdi} tại tiết diện i của trục được xác định theo công thức:

$$\sigma_{tdi} = \frac{M_{tdi}}{0,1.d_i^3} = \frac{\sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2 + 0,75.T_i^2}}{0,1.d_i^3} \qquad (18\text{-}4)$$



***Hình 18-10**: Vẽ mô men theo thớ căng*

Trong đó M_{tdi} là mô men tương đương tại tiết diện i.

M_{xi} là giá trị mô men uốn trong mặt Ozx tại tiết diện i.

M_{yi} là giá trị mô men uốn trong mặt Ozy tại tiết diện i.

T_i là giá trị mô men xoắn tại tiết diện i.

d_i là kích thước đường kính của trục tại tiết diện i.

Giá trị ứng suất cho phép [σ] tra bảng, tuỳ theo vật liệu của trục, cách nhiệt luyện, số chu kỳ ứng suất.

So sánh giá trị của σ_{tdi} tại từng tiết diện với giá trị ứng suất cho phép, để kết luận. Nếu tất cả các tiết diện thoả mãn chỉ tiêu 18-1, trục đủ bền.

18.2.3. Tính thiết kế trục theo chỉ tiêu gần đúng

Bài toán thiết kế trục theo chỉ tiêu gần đúng thực hiện như sau (Hình 18-11):

- Chọn vật liệu, cách nhiệt luyện, xác định ứng suất cho phép [σ].
- Xác định chiều dài của các đoạn trục:

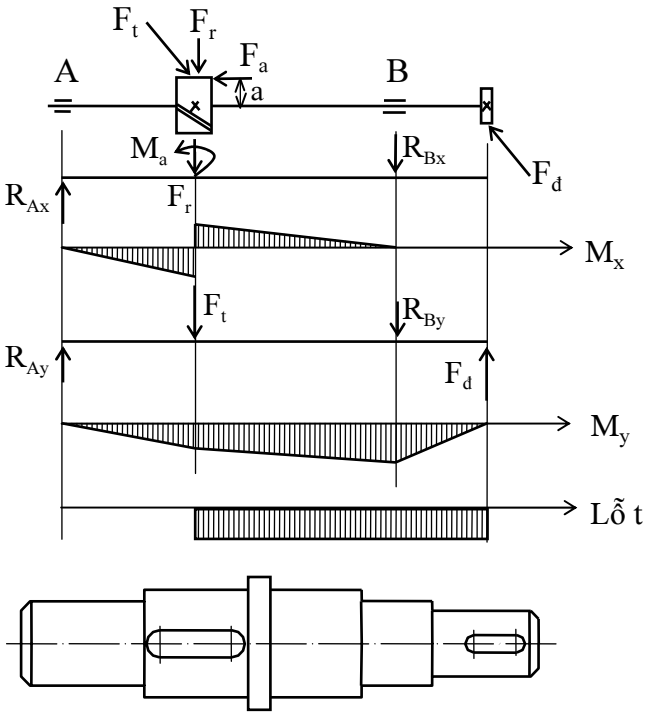
  + Trong một số trường hợp, chiều dài của các đoạn trục được cho trước.

+ Trong đa số các trường hợp, chiều dài của các đoạn trục chưa biết. Vì chúng ta chưa biết chiều rộng của ổ, chiều dài may ơ của các chi tiết lắp trên trục; như bánh răng, bánh đai, đĩa xích, khớp nối.

Trong những trường hợp này chúng ta phải xác định kích thước đường kính sơ bộ của trục d_{sb}.

Dựa vào kích thước d_{sb} ta chọn ổ đỡ trục, biết được chiều rộng ổ, sẽ tính được chiều dài ngõng trục.

Dựa vào kích thước d_{sb} sẽ chọn được chiều dài của may ơ l_{mo} của các chi tiết máy lắp trên trục, thông thường lấy $l_{mo} = (1 \div 1,5).d_{sb}$;



***Hình 18-11**: Vẽ biểu đồ mô men tính gần đúng kết cấu trục*

Đường kính sơ bộ của trục d_{sb} có thể xác định theo các cách sau:

* Đối với trục có số vòng quay bằng vòng quay của động cơ điện, có thể lấy d_{sb} bằng 0,8 ÷1,2 đường kính trục động cơ.

* Đường kính trục bị dẫn của bộ truyền trong hộp giảm tốc, có thể lấy d_{sb} bằng 0,3÷0,35 giá trị khoảng cách trục.

* Các trương hợp khác tính theo công thức: $d_{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{9,55.10^6.P}{0,2.n.[\tau]}}$, mm. Trong đó P là công suất trên trục, kW. n là số vòng quay của trục, v/ph. [τ] là ứng suất xoắn cho phép. Có thể lấy [τ] = 20÷30 MPa, đối với trục của các hộp giảm tốc quan trọng có thể lấy [τ] = 12÷15 MPa.

- Xây dựng sơ đồ tính trục. Sau khi biết chiều dài của các đoạn trục, chúng ta xác định được vị trí của điểm đặt tải trọng.
- Đặt tải trọng lên sơ đồ tính trục.
- Phân chia tải trọng về hai mặt phẳng toạ độ. Tính phản lực gối tựa.
- Vẽ biểu đồ mô men uốn trong các mặt tọa độ, vẽ biểu đồ mô men xoắn.

- Giả sử chỉ tiêu 18-1 thỏa mãn, tính đường kính tại các tiết diện thứ i của trục theo công thức: $d_i \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdi}}{0,1.[\sigma]}}$,

  trong đó $M_{tdi} = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2 + 0,75.T_i^2}$

- Vẽ kết cấu của trục. Đặt các kích thước tính được vào những đoạn trục tương ứng. Chọn các kích thước còn lại để hoàn chỉnh kết cấu trục đảm bảo lắp ghép thuận tiện, và ít gây tập trung ứng suất.

18.2.4. Kiểm tra trục theo chỉ tiêu chính xác

Khi yêu cầu kiểm tra sức bền của trục với độ chính xác cao, hoặc đối với các trục có kết cấu phức tạp, cần kiểm tra trục theo chỉ tiêu chính xác. Trục được kiểm tra theo chỉ tiêu chính xác sẽ đảm bảo đủ sức bền mỏi.

Chúng ta tiến hành tính toán hệ số an toàn tại những tiết diện chính của trục, so sánh với hệ số an toàn cho phép, đưa ra kết luận về sức bền của trục.

- Hệ số an toàn tại mỗi tiết diện trục được xác định theo công thức:

$$S = \frac{S_\sigma . S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \qquad (18\text{-}5)$$

Trong đó:

S_σ là hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất uốn, $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta.\varepsilon_\sigma}.\sigma_a + \psi_\sigma.\sigma_m}$

S_τ là hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất xoắn, $S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta.\varepsilon_\tau}.\tau_a + \psi_\tau.\tau_m}$

σ_{-1} là giới hạn mỏi uốn; và τ_{-1} là giới hạn mỏi xoắn,

σ_a là biên độ ứng suất uốn, σ_m là ứng suất uốn trung bình. Đối với trục trong các máy thông dụng, lấy giá trị $\sigma_m = 0$; và $\sigma_a = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{0,1.d^3}$,

τ_a là biên độ ứng suất xoắn, τ_m là ứng suất xoắn trung bình. Đối với trục trong các máy thông dụng, lấy giá trị $\tau_m = \tau_a = \frac{0,5.T}{0,2.d^3}$

k_σ, k_τ là hệ số kể đến tập trung ứng suất tại tiết diện trục

ε_σ, ε_τ là hệ số kể đến kích thước tuyệt đối của tiết diện trục.

ψ_σ, ψ_τ là hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi.

β là hệ số kể đến sự tăng bền bề mặt trục.

- Xác định hệ số an toàn cho phép [S].

+ Thông thường chọn giá trị của [S] trong khoảng 1,5÷2.

+ Khi cần trục có độ cứng cao, thì chọn [S] = 2,5÷3 .

Bài toán kiểm tra độ bền của trục theo chỉ tiêu chính xác được thực hiện theo trình tự sau:

- Chọn giá trị hệ số an toàn cho phép [S].
- Vẽ sơ đồ tính trục, đặt tải trọng lên sơ đồ tính trục.
- Phân chia tải trọng về hai mặt phẳng toạ độ, tính phản lực gối tựa.
- Vẽ biểu đồ mô men uốn, mô men xoắn.
- Xác định giá trị σ, σ_m, τ_a, τ_m ở các tiết diện chính.
- Tính hệ số an toàn S_i tại các tiết diện chính.
- So sánh giá trị S_i và [S], rút ra kết luận. Nếu $S_i \geq [S]$, tiết diện trục đủ sức bền mỏi. Nếu $S_i < [S]$, trục có thể bị gẫy tại tiết diện này.

18.2.5. Thiết kế trục theo chỉ tiêu chính xác

Thiết kế trục theo chỉ tiêu chính xác, ta sẽ có kết cấu chính xác của trục theo sức bền mỏi. Các bước tính thiết kế được thực hiện như sau:

- Chọn giá trị hệ số an toàn cho phép [S].
- Tính đường kính sơ bộ của trục, xác định chiều rộng ổ, chiều dài các may ơ của bánh răng, bánh đai, đĩa xích, khớp nối lắp trên trục.
- Xác định chiều dài của các đoạn trục, xây dựng sơ đồ tính. .
- Đặt tải trọng lên sơ đồ tính, tính phản lực gối tựa.
- Vẽ biểu đồ mô men uốn, mô men xoắn.
- Xác định đường kính gần đúng của các tiết diện chính của trục.
- Vẽ kết cấu gần đúng của trục.
- Tính hệ số an toàn S_i tại tiết diện thứ i của trục theo công thức 18-5. So sánh S_i với [S]. Nếu $S_i < [S]$, ta phải tăng kích thước của tiết diện i lên, kiểm tra lại.

  Nếu $[S] < S_i < 1,5.[S]$, ta giữ nguyên kích thước của tiết diện i.

  Nếu $S_i \geq 1,5.[S]$, quá dư bền, xem xét để giảm kích thước đường kính của tiết diện i và kiểm tra lại. Nếu việc giảm kích thước, ảnh hưởng đến điều kiện lắp ghép của các chi tiết máy trên trục, hoặc khác với kích thước tiêu chuẩn, phải giữ nguyên kích thước đường kính trục tại tiết diện i.

- Lần lượt kiểm tra và điều chỉnh kích thước của tất cả các tiết diện chính của trục. Tiết diện chính là tiết diện của các đoạn trục tham gia lắp ghép, hoặc tiết diện có tập trung ứng suất hay bị hỏng.
- Vẽ kết cấu chính xác của trục. Thiết lập bản vẽ chế tạo trục.

18.2.6. Tính kiểm tra trục theo tải trọng quá tải

Tải trọng quá tải xuất hiện trong một thời gian rất ngắn, do hiện tượng bất thường trong máy, hiện tượng kẹt tắc tức thời, hoặc khi mở máy đột ngột với gia tốc quá lớn.

Tải trọng quá tải thường cho dưới dạng công suất lớn nhất có thể xuất hiện trong máy $P_{max} = K_{qt}.P$, hoặc mô men xoắn cực đại $T_{max} = K_{qt}.T$. Trong đó K_{qt} được gọi là hệ số quá tải. Giá trị của K_{qt} có thể dao động trong khoảng từ 1,3 đến 2,5.

Ứng suất quá tải (σ_{qt}) tại tiết diện của trục được tính theo công thức:

$$\sigma_{qt} = K_{qt}.\sigma_{td}$$

Ứng suất quá tải cho phép [σ_{qt}] có thể lấy bằng 0,8 lần giới hạn chảy của vật liệu trục. $[\sigma_{qt}] = 0,8.\sigma_{ch}$.

Kiểm nghiệm trục theo tải trọng quá tải được thực hiện như sau:

- Xác định giá trị ứng suất cho phép $[\sigma_{qt}]$.
- Tính ứng suất σ_{qti} tại tiết diện nguy hiểm thứ i của trục. Nên tính toán cho một số tiết diện chính.
- So sánh giá trị ứng suất σ_{qti} tại từng tiết diện với giá trị cho phép, kết luận. Nếu tại tiết diện thứ i thỏa mãn điều kiện $\sigma_{qti} \le [\sigma_{qt}]$, tiết diện đó đủ sức bền tĩnh.

CHƯƠNG XIX

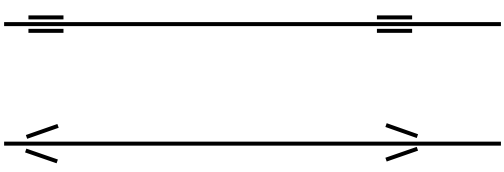
Ổ TRƯỢT

19.1. Những vấn đề chung

19.1.1. Giới thiệu ổ trượt

Ổ trượt là là một loại ổ trục, dùng để đỡ các trục quay. Nó là khâu liên kết giữa trục và giá đỡ, nhằm mục đích giảm ma sát. Ổ trượt nhận tải trọng từ trục, truyền đến giá đỡ. Dưới dạng sơ đồ, ổ trượt được biểu diễn như trên Hình 19-1.

Bản vẽ kết cấu của ổ trượt được trình bày như trên Hình 19-2. Thân ổ được lắp trên giá đỡ, lót ổ được lắp với ngõng trục.



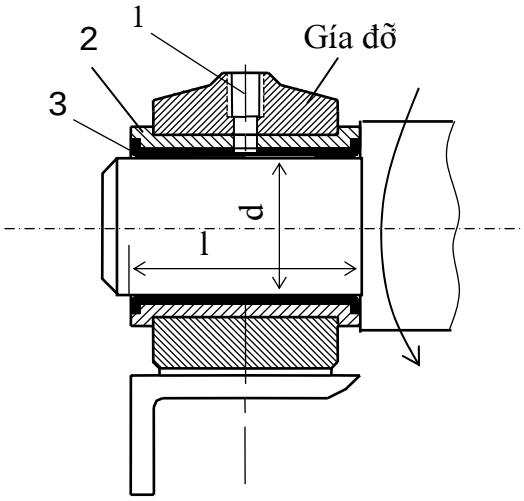
***Hình 19-1**: Sơ đồ ổ trục*

Thông thường thân ổ trượt 2 được lắp chặt với giá đỡ. Ngõng trục lắp lỏng với lót ổ số 3. Dạng ma sát trong ổ trượt là ma sát trượt. Dầu bôi trơn được đưa vào ổ qua lỗ tra

dầu số 1, vào các rãnh dầu, đến bôi trơn bề mặt tiếp xúc giữa ngõng trục và lót ổ.

Lót ổ làm bằng vật liệu giảm ma sát, thường bằng kim loại màu. Kết hợp với trục bằng thép, có hệ số ma sát nhỏ, giảm tiêu hao công suất.

Thân ổ bằng thép, hoặc gang. Đây là phần chịu lực của ổ.

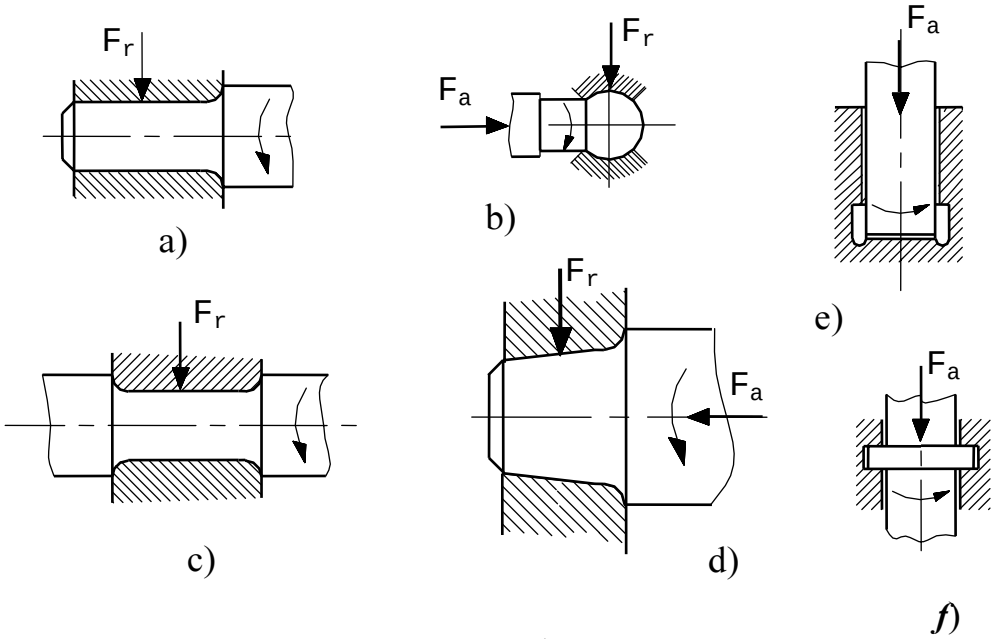


***Hình 19-2**: Kết cấu của ổ trượt*

Trong một số trường hợp đặc biệt, ổ trượt có thể làm bằng một loại vật liệu. Ví dụ: kích thước đường kính d quá nhỏ, ổ được làm bằng hợp kim đồng, vừa để giảm ma sát, vừa đủ bền để chịu tải. Hoặc đường kính d quá lớn, trục quay chậm, ổ được làm bằng gang.

19.1.2. Phân loại ổ trượt

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, ổ trượt được chia thành một số loại như sau:



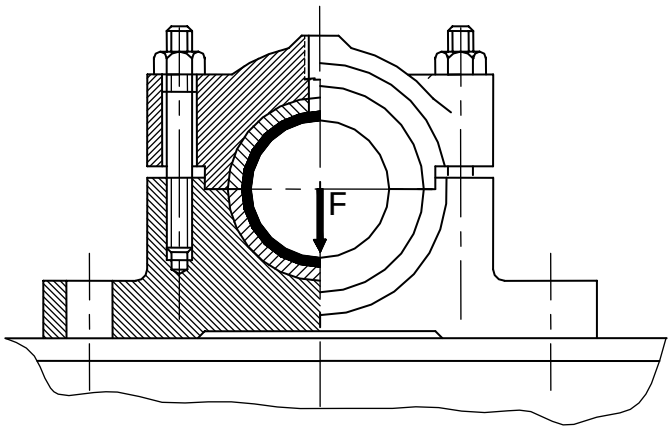
***Hình 19-3**: Các loại ổ trượt*

- Tuỳ theo khả năng chịu tải, có các loại:

+ Ổ đỡ, là ổ chỉ có khả năng chịu lực hướng tâm (Hình 19-3, a, c).

+ Ổ đỡ chặn, là ổ vừa có khả năng chịu lực hướng tâm, vừa có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 19-3, b, d).

+ Ổ chặn, là ổ chỉ có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 19-3, e, f).



***Hình 19-4**: Ổ ghép từ hai nửa*

- Theo hình dạng của ngõng trục tiếp xúc với ổ, chia ra:

  + Ổ trụ, ngõng trục là mặt trụ tròn xoay, thường dùng loại có đường sinh thẳng (Hình 19-3, a).

  + Ổ côn, ngõng trục là mặt nón cụt tròn xoay, thường dùng loại có đường sinh thẳng (Hình 19-3, d).

  + Ổ cầu, ngõng trục là mặt cầu (Hình 19-3, b).

- Theo kết cấu, người ta chia ra:

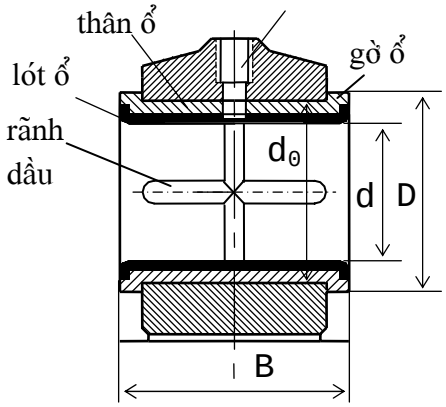
  + Ổ nguyên, ổ là một bạc tròn.

  + Ổ ghép, ổ gồm nhiều mảnh ghép lại với nhau, thông thường dùng ổ hai nửa (Hình 19-4).

19.1.3. Kích thước chủ yếu của ổ trượt

Ổ trượt là chi tiết được tiêu chuẩn hóa, do đó chúng ta chỉ quan tâm đến một số kích thước chính liên quan đến lắp ghép và tính toán sức bền của ổ (Hình 19-5):

- Đường kính của lỗ lắp trên ngõng trục d, mm; đối với ổ côn thường ghi d_{tb} và độ côn. Kích thước d nên lấy theo dãy số tiêu chuẩn.
- Đường kính ngoài của ổ d_0, mm.



***Hình 19-5**: Kích thước chủ yếu của ổ trượt*

- Chiều dày của ổ δ, mm. $\delta = (d_0 - d)/2$.
- Chiều dày của lớp lót ổ δ_1, mm.
- Chiều dày của thân ổ δ_2, mm.
- Chiều dày thành của gờ ổ δ_3, mm.
- Chiều rộng của ổ, ký hiệu là B, mm (cũng có thể gọi là chiều dài của ổ, ký hiệu là l). Chiều rộng B được lấy theo đường kính d.
- Đường kính vành ngoài gờ của ổ D, mm.
- Kích thước của lỗ dầu, kích thước của rãnh dẫn dầu. Các kich thước này lấy theo đường kính d.
- Độ nhám bề mặt của lót ổ R_{z2}, của ngõng trục là R_{z1}.
- Khe hở trong mối ghép giữa ngõng trục và lót ổ S, $S = d_ô - d_{tr}$.

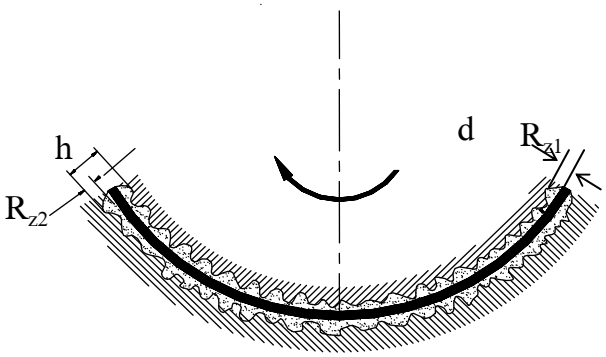
19.1.4. Các kiểu ma sát trong ổ trượt:

Ma sát trong ổ trượt là dạng ma sát trượt. Tuỳ theo cách bôi trơn ổ, người ta còn phân chia ra các kiểu ma sát:

- Ma sát ướt: khi giữa bề mặt của ngõng trục và lót ổ có một lớp dầu ngăn cách (Hình 19-6).

  Kiểu ma sát này có hệ số ma sát rất thấp, khoảng 0,001 ÷ 0,009, tuỳ theo loại dầu bôi trơn.

  Điều kiện để có ma sát ướt là chiều cao lớp dầu h phải lớn hơn tổng nhấp nhô của hai bề mặt:



***Hình 19-6**: Bôi trơn ma ướt trong ổ trượt*

$$h > R_{z1} + R_{z2} \qquad (19\text{-}1)$$

- Ma sát nửa ướt: khi giữa bề mặt của ngõng trục và lót ổ có lớp dầu, nhưng chiều cao lớp dầu không đủ ngăn cách hai bề mặt. Các đỉnh nhấp nhô vẫn tiếp xúc với nhau.

  Hệ số ma sát trong khoảng 0,01 ÷ 0,09.

  Kiểu ma sát này có trong ổ được bôi trơn đầy đủ, nhưng chưa đạt điều kiện của ma sát ướt.

- Ma sát nửa khô: khi giữa bề mặt của ngõng trục và lót ổ không có lớp dầu bôi trơn, chỉ có các chất bôi trơn hấp phụ từ không khí.

Hệ số ma sát trong khoảng 0,1 ÷ 0,3.

Kiểu ma sát này có trong ổ không được bôi trơn.

- Ma sát khô: bề mặt của ngõng trục và lót ổ trực tiếp tiếp xúc với nhau.

  Hệ số ma sát trong khoảng 0,4 ÷ 1,0.

  Kiểu ma sát này có trong ổ làm việc trong môi trường tẩy rửa, hoặc làm việc trong môi trường nhiệt độ quá cao, các chất hấp phụ bị bốc hơi, hoặc trên bề mặt tiếp xúc có các hạt mài.

Khi thiết kế và chế tạo, cố gắng tạo ma sát ướt trong ổ trượt. Nếu không được, thì phải bôi trơn đẩy đủ để có ma sát nửa ướt. Không nên để ổ có ma sát nửa khô, và tuyệt đối không để ổ có ma sát khô.

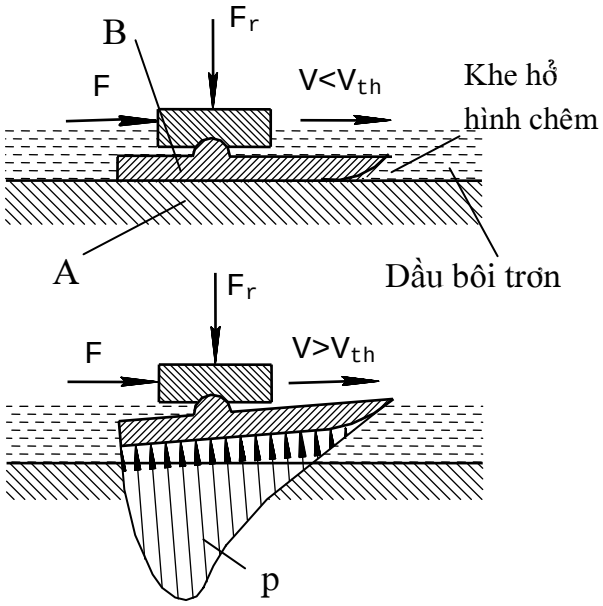
Để có ma sát ướt trong ổ trượt, người ta có thể dùng phương pháp bôi trơn thuỷ tĩnh: bơm dầu có áp suất lớn vào khe hở của ổ; áp lực của dầu đủ lớn, cân bằng với tải trọng F_r nâng ngõng trục lên, tạo lớp dầu ngăn cách.

Hoặc dùng cách bôi trơn thuỷ động: tạo những điều kiện cần thiết để tăng áp suất của lớp dầu, áp lực lớp dầu đủ lớn, nâng ngõng trục lên.

19.1.4. Tạo ma sát ướt trong ổ trượt bằng bôi trơn thuỷ động:

Thí nghiệm tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động: Trước khi tìm hiểu khả năng tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động trong ổ trượt. Chúng ta khảo sát một thí nghiệm về tạo ma sát ướt bằng nguyên lý bôi trơn thuỷ động. Thí nghiệm được trình bày trên Hình 19-7, mô phỏng hoạt động thể thao lướt ván trên mặt nước:

- Tấm A và B có chiều rộng rất lớn, hai tấm tiếp xúc với nhau tạo nên một khe hở hình chêm. Trên tấm A có đặt tải trọng F_r. Tất cả được đặt trong bể chứa dầu có độ nhớt động lực μ.
- Tác dụng lực F đẩy tấm B chuyển động về phía trước, sao cho dầu



***Hình 19-7**: Thí nghiệm tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động*

dồn nén vào khe hổ hình chêm. Khi tấm B chuyển động, áp suất dầu trong khe hình chêm tăng lên, cao hơn so với áp suất bình thường.

- Tăng dần vận tốc v của tấm B lên, dầu bị dồn nén ngày càng nhiều, áp suất tăng lên theo. Khi áp suất p đủ lớn, tạo nên áp lực F_d cân bằng với lực tác dụng F_r, thì tấm B bắt đầu được nâng lên.
- Khi vận tốc vượt quá giá trị tới hạn v_{th}, thì bề mặt tiếp xúc của hai tấm tách rời nhau. Ở giữa có lớp dầu ngăn cách, ma sát ướt đã được tạo thành.
- Nếu giảm vận tốc v, thì hai mặt lại tiếp xúc nhau. Hoặc thay đổi phương chuyển động, thì hai mặt cũng không tách rời. Giữ nguyên vận tốc và phương chuyển động, nhưng giảm độ nhớt của dầu, hai mặt cũng tiếp xúc nhau. Thay đổi dạng khe hổ hình chêm, khả năng tách rời hai bề mặt cũng thay đổi.

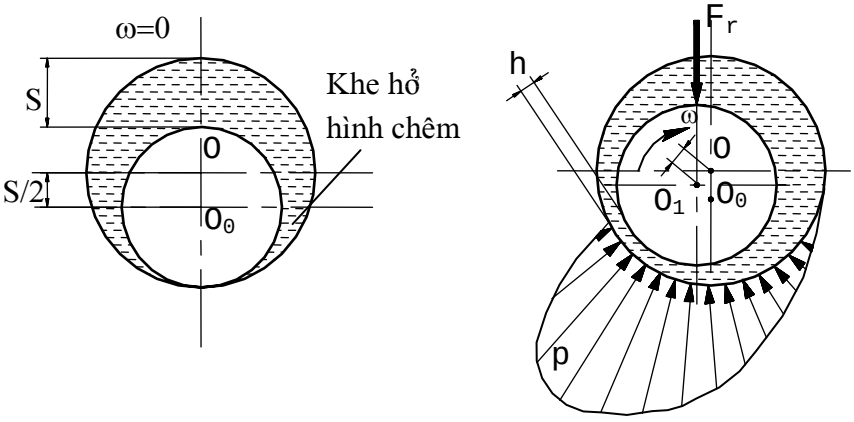
Qua thí nghiệm trên, chúng ta rút ra được điều kiện để có bôi trơn ma sát ướt bằng nguyên lý thuỷ động:

- Hai bề mặt tiếp xúc phải tạo thành khe hổ hình chêm.
- Dầu có độ nhớt nhất định và liên tục chảy vào khe hình chêm.
- Vận tốc chuyển động tương đối của hai bề mặt phải có phương chiều sao cho dầu dồn nén vào khe hổ hình chêm, và phải có giá trị đủ lớn.

Xét khả năng của ổ trượt tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động:

- Do đường kính của ngõng trục nhỏ hơn đường kính lỗ lót ổ, nên ở cả hai bên đều có khe hình chêm. Khi vận tốc góc bằng 0, hai bề mặt tiếp xúc với nhau. Khe hổ lớn nhất bằng S, khe hổ nhỏ nhất bằng 0, lúc này khe hình chêm có độ chêm lớn nhất (Hình 19-8).

  Như vậy điều kiện thứ nhất về bôi trơn thuỷ động đã có trong ổ trượt.
- Dầu được chọn có độ nhớt μ nhất



***Hình 19-8**: Khả năng tạo bôi trơn ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động trong ổ trượt*

định, và được cung cấp liên tục từ lỗ dầu qua rãnh dầu vào ổ . Như vậy điều kiện thư hai về bôi trơn thuỷ động cũng có trong ổ trượt.

- Khi trục quay, vận tốc trượt tương đối giữa hai bề mặt có phương và chiều thích hợp, kéo dầu vào khe hở hình chêm. Nếu ta chọn số vòng quay của trục đủ lớn sẽ có vận tốc trượt lớn. Như vậy điều kiện thứ ba cũng có thể có trong ổ trượt.

Ổ trượt hoàn toàn có khả năng tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thuỷ động.

Quy luật phân bố áp suất p của dầu trên bề mặt của ngõng trục, được trình bày trên Hình 19-8. Khả năng tải của lớp dầu, hay áp lực F_d do lớp dầu tác dụng lên ngõng trục được tính theo công thức của lý thuyết Thuỷ lực:

$$F_d = \frac{B.d.\mu.\omega}{\psi^2}.\Phi \qquad (19\text{-}2)$$

Trong đó: B là chiều rộng của ổ, mm.

d là đường kính của ngõng trục, mm.

μ là độ nhớt động lực của dầu, cP (xenti poazơ).

ω là vận tốc góc của ngõng trục, rad/s.

ψ là khe hở tương đối, $\psi = S/d$.

Φ là hệ số khả năng tải của ổ.

Giá trị của Φ phụ thuộc vào vị trí của ngõng trục trong lót ổ. Độ lệch tâm e càng lớn thì Φ có giá trị càng lớn. Nếu độ lệch tâm e bằng 0, tâm của hai vòng tròn trùng nhau, sẽ không còn khe hình chêm, và không có khả năng tăng áp suất cho lớp dầu bôi trơn.

Người ta đã thí nghiệm và lập thành bảng số liệu quan hệ giữa độ lệch tâm e, thông qua hệ số χ, và hệ số khả năng tải Φ. Với $\chi = 2.e/S$, gọi là độ lệch tâm tương đối của ổ trượt.

Như vậy khả năng tải của lớp dầu trong ổ trượt sẽ được tăng lên, khi ta tăng kích thước chiều rộng B và đường kính d của ổ, tăng độ nhớt μ của dầu, tăng vận tốc góc ω và giảm khe hở S giữa ngõng trục và lót ổ.

19.2. Tính ổ trượt

19.2.1. Các dạng hỏng của ổ trượt và chỉ tiêu tính toán

Trong quá trình làm việc ổ trượt có thể bị hỏng ở các dạng sau:

- Mòn ổ. Trong ổ có áp suất lớn, vật tốc trượt lớn, nên tốc độ mòn cao. Mòn làm tăng khe hở của ổ, giảm khả năng bôi trơn ma sát ướt; tăng độ lệch tâm, làm

giảm độ chính xác của máy. Khi lượng mòn chưa lớn, có thể điều chỉnh khe hở của ổ để khôi phục lại độ chính xác lệch tâm. Nếu mòm quá giới hạn cho phép thì phải thay ổ.

- Dính xước. Trên ngõng trục có dính các mẩu kim loại, trên bề mặt lót ổ có nhiều vết xước.

  Nguyên nhân: do áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc trượt cao, làm nhiệt độ tại chỗ tiếp xúc tăng cao, vật liệu đạt đến trạng thái chảy dẻo. Do cơ tính của vật liệu lót ổ thấp hơn ngõng trục, nên kim loại từ lót ổ dính lên ngõng trục, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước bề mặt lót ổ.

  Dính và xước làm hỏng bề mặt, giảm khả năng làm việc của ổ.

- Biến dạng bề mặt lót ổ. Ở các ổ làm việc với áp suất cao, vận tốc làm việc thấp, trên bề mặt lót ổ có những chỗ lồi lõm, ổ làm việc không tốt nữa.

  Nguyên nhân: do áp suất trên mặt tiếp xúc cao, lưu lại một thời gian dài, làm lớp bề mặt bị mềm ra, vật liệu bị xô đẩy từ chỗ nọ sang chỗ kia. Những chỗ vật liệu đọng lại thì lồi lên, những chỗ vật liệu mất đi thì lõm xuống.

- Nhiệt độ làm việc quá cao, làm giảm chất lượng dầu bôi trơn, làm biến dạng nhiệt có thể dẫn đến kẹt ổ, hoặc tăng tải trọng phụ. Trong ổ trượt, khi không có bôi trơn ma sát ướt, hệ số ma sát tương đối cao, mất mát công suất nhiều, sinh nhiệt làm nóng ổ.

- Kẹt ổ, ổ không quay được, hoặc quay rất nặng, có thể do trục biến dạng lớn quá, hoặc do dãn nở nhiệt, hoặc do lắp ghép không có khe hở giữa trục và lót ổ.

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, ổ trượt thường được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo các chỉ tiêu sau:

$$p \le [p] \tag{19-3}$$

hoặc

$$p.v \le [p.v] \tag{19-4}$$

$$h > R_{z1} + R_{z2} \tag{19-5}$$

$$\theta_{lv} \le [\theta] \tag{19-6}$$

Trong đó p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc, MPa.

[p] là áp suất cho phép, MPa.

v là vận tốc vòng của ngõng trục, m/s.

[p.v] là tích số áp suất và vận tốc cho phép,

h là chiều cao của lớp dầu bôi trơn, μm.

R_{z1} và R_{z2} là chiều cao nhấp nhô trung bình của bề mặt ngõng trục và lót ổ, μm.

θ_{lv} là nhiệt độ làm việc của ổ trượt, ^{0}C

[θ] là nhiệt độ cho phép, ^{0}C.

Sử dụng chỉ tiêu 19-3 hoặc 19-4 để tính ổ trượt, được gọi là tính ổ trượt theo áp suất hoặc áp suất và vận tốc cho phép.

Sử dụng chỉ tiêu 19-5 để tính ổ trượt, gọi tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt.

Sử dụng chỉ tiêu 19-6 để tính ổ trượt, được gọi là tính ổ trượt theo nhiệt độ.

19.2.2. Tính ổ trượt theo [p], hoặc [p.v]

- Áp suất p được tính theo công thức: $p = F_r / (B.d)$.

  F_r là tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ. Giá trị của tải trọng hướng tâm, chính là giá trị phản lực của gối tựa, nhận được khi tính trục.
- Vận tốc của ngõng trục được xác định theo công thức: $v = \pi.d.n/(60.1000)$.
- Áp suất [p] và tích số [p.v] được tra bảng theo vật liệu của lót ổ.

Bài toán kiểm tra được thực hiện như sau:

- Tính giá trị p và xác định giá trị [p].

So sánh p với [p], kết luận. Nếu $p \le [p]$, ổ đủ bền.

- Trường hợp vận tốc làm việc tương đối lớn, tính theo tích số p.v;

Tính áp suất p, vận tốc v, và tích số p.v.

Tra bảng có [p.v].

So sánh giá trị p.v với [p.v], kết luận. Nếu $p.v \le [p.v]$, ổ đủ bền.

Bài tóan thiết kế được làm như sau:

Tra bảng, xác định [p].

Giả sử $p \le [p]$ thoả mãn,

Ta rút ra được công thức tính chiều rộng của ổ: $B \ge F_r / (d.[p])$.

19.2.3. Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt

Bài toán kiểm tra ổ trượt bôi trơn ma sát ướt được thực hiện như sau:

- Xác định các giá trị R_{z1}, R_{z2} của hai bề mặt.

- Giả sử khả năng tải của lớp dầu cân bằng với tải trọng, $F_d = F_r$, ta tính được hệ số khả năng tải cần thiết Φ_C.

$$\Phi_C = \frac{F_r \psi^2}{B.d.\mu.\omega} \qquad (19\text{-}7)$$

- Tra bảng, xác định giá trị χ tương ứng với Φ_C vừa tính được.
- Xác định khe hở trung bình của kiểu lắp trục với lót ổ, $S = d_ô - d_{tr}$. Tính Ψ.
- Tính chiều cao lớp dầu theo công thức: $h = S.(1 - \chi)/2$.
- So sánh giá trị của h với tổng $R_{z1} + R_{z2}$. Nếu $h \geq k.(R_{z1} + R_{z2})$, có bôi trơn ma sát ướt. Với k là hệ số an toàn, lấy $k = 1{,}1 \div 1{,}2$.

Bài toán thiết kế ổ trượt bôi trơn ma sát ướt được thực hiện như sau:

- Xác định các giá trị R_{z1}, R_{z2} của hai bề mặt.
- Chọn giá trị sơ bộ cho hệ số Ψ_{sb}.
- Giả sử khả năng tải của dầu bằng với tải trọng F_r, ta tính được hệ số khả năng tải yêu cầu Φ_{yc}, theo công thức: $\Phi_{yc} = \frac{F_r \psi_{sb}^2}{B.d.\mu.\omega}$
- Tra bảng, xác định giá trị χ tương ứng với Φ_{yc} vừa tính được.
- Giả sử điều kiện $h \geq k.(R_{z1} + R_{z2})$. Với k là hệ số an toàn, lấy $k = 1{,}1 \div 1{,}2$. Ta có: $k.(R_{z1} + R_{z2}) = \frac{S.(1-\chi)}{2}$, ta tính được giá trị khe hở S. $S = \frac{2.k.(R_{z1} + R_{z2})}{1-\chi}$. Kiểm tra điều kiện $S/d \leq \psi_{sb}$. Nếu không toả mãn phải chọn lại giá trị ψ_{sb}.
- Chọn kiểu lắp cho ổ trượt, sao cho khe hở trung bình có giá trị bằng S.

19.2.4. Tính ổ trượt theo điều kiện chịu nhiệt

Nhiệt lượng sinh ra trong ổ trượt do tổn thất ma sát gây nên. Nhiệt độ làm việc θ_{lv}, được tính theo phương trình cân bằng nhiệt lượng.

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2$$

Trong đó Ω là nhiệt lượng sinh ra trong một giờ, kCal/h,

$$\Omega = 860.(1\text{-}\eta).P_1$$

Ω_1 là nhiệt lượng tỏa ra môi trường xung quanh trong một giờ, kCal/h,

$$\Omega_1 = A_t.K_t.(\theta_{lv}\text{-}\theta_0)$$

Ω_2 là nhiệt lượng tải ra bên ngoài qua thiết bị làm mát, kCal/h. Giá trị của Ω_2 được ghi trên thiết bị làm mát.

A_t là diện tích bề mặt thoát nhiệt ra môi trường xung quanh, m^2. Giá trị của A_t bao gồm diện tích các bề mặt tiếp xúc với không khí lưu thông, và 25 % diện tích các bề mặt giáp tường, mặt đáy hộp.

K_t là hệ số tỏa nhiệt, kCal/(h.m^2.^{0}C). Có thể lấy K_t = 7,5 ÷ 15 tùy theo tốc độ lưu thông của không khí.

θ_0 là nhiệt độ môi trường xung quanh. Có thể lấy $\theta_0 = 30^0C \div 40^0C$.

Từ phương trình trên, rút ra công thức:

$$\theta_{lv} = \frac{860(1-\eta).P_1 - \Omega_2}{A_t.K_t} + \theta_0 \qquad (19\text{-}8)$$

Giá trị nhiệt độ cho phép [θ] được chọn theo loại dầu bôi ổ trượt.

Bài toán kiểm tra điều kiện chịu nhiệt của ổ được thực hiện như sau:

- Tính nhiệt độ làm việc của ổ θ_{lv}, có thể dùng công thức 19-8.
- Xác định nhiệt độ cho phép [θ].
- So sánh θ_{lv} và [θ], kết luận. Nếu $\theta_{lv} \le [\theta]$, bộ truyền thỏa mãn điều kiện chịu nhiệt. Nếu $\theta_{lv} > [\theta]$, thì phải tìm cách xử lý để ổ thỏa mãn điều kiện chịu nhiệt.

Các cách xử lý:

- Nếu nhiệt độ chênh lệch không nhiều, có thể chọn lại chất bôi trơn để tăng giá trị của [θ] lên.
- Làm các cánh tản nhiệt để tăng diện tích tỏa nhiệt A_t.
- Có thể dùng quạt gió, phun nước để tăng giá trị hệ số tỏa nhiệt K_t.
- Nếu dùng các cách trên không được, thì phải dùng thiết bị làm mát tải nhiệt ra ngoài, tăng giá trị Ω_2.

19.2.5. Vật liệu chế tạo lót ổ

Vật liệu được chọn chế tạo lót ổ phải thoả mãn các yêu cầu chủ yếu sau đây:

- Có hệ số ma sát thấp khi tiếp xúc với trục bằng thép.
- Có khả năng giảm mòn và chống dính cao.
- Có đủ độ bền khi chịu tải.

Các loại vật liệu thường dùng làm lót ổ:

- Babit, là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc, hoặc chì, tạo thành một nền mềm, có xen các hạt rắn antimon, đồng, niken hoặc cadmi.

Vì có cơ tính rất thấp, nên babít chỉ được dùng để tráng một lớp mỏng vài phần mười mm lên thân lót ổ.

- Đồng thanh chì. Đồng thanh chì có cơ tính tương đối cao, được dùng phổ biến để chịu áp suất cao và vận tốc cao. Nhưng có hệ số ma sát tương đối cao, do đó bề mặt của ngõng trục và lót ổ phải được gia công nhẵn bóng. Đồng thanh chì được dùng nhiều trong sản xuất ổ trượt hàng khối và hàng loạt lớn.
- Đồng thanh thiếc, được dùng khá phổ biến, nhất là khi áp suất cao, vận tốc trung bình. Vì chứa nhiều thiếc nên giá thành tương đối cao.
- Hợp kim nhôm. Hợp kim nhôm có hệ số ma sát tương đối thấp, dẫn nhiệt và chạy mòn tốt. Là vật liệu chủ yếu làm lót ổ trong các động cơ máy kéo. Hợp kim nhôm có hệ số dãn nở nhiệt lớn, khả năng chống dính không cao.
- Đồng thau, dùng làm lót ổ, khi vận tốc ngõng trục thấp hơn 2 m/s.
- Gang xám, dùng khi ngõng trục quay chậm, áp suất nhỏ, p = 1÷2 MPa. Gang xám rẻ tiền hơn đồng thanh, nhưng hệ số ma sát lớn hơn. Để giảm mòn cho ngõng trục, nên chọn gang xám có độ rắn bề mặt thấp hơn độ rẵn bề mặt của trục.
- Gốm kim loại. Thường dùng loại gốm bằng bột đồng thanh có 7÷10 % thiếc và 1÷4 % grafit. Hoặc loại gốm bằng bột sắt và 1÷3 % grafit. Gốm kim loại có độ bền cao, hệ số ma sát tương đối thấp, do có những lỗ xốp chứa dầu bôi trơn.
- Vật liệu phi kim loại. Thường dùng chất dẻo, gỗ, da, cao su, grafit.

  Chất dẻo thường dùng như: linofon, têctôlit, nhựa. Chất dẻo có hệ số ma sát thấp, độ bền mòn cao. Nhưng dẫn nhiệt kém.

  Gỗ thường dùng loại gỗ rắn, như gỗ nghiến, gỗ hòe, gỗ lim. Ổ trượt gỗ cần được bôi trơn và làm nguội bằng nước chảy.

  Cao su, được dùng làm ổ trượt trong các máy bơm, tua bin nước. Các ổ bằng cao su cần được ngâm trong nước. Ổ có tính đàn hồi cao, có tác dụng giảm chấn và bù được các sai lệch của trục.

  Grafit. Ổ trượt bằng grafit được chế tạo bằng cách ép grafit với áp suất cao, nung ở nhiệt độ khoảng 700^0C. Ổ có hệ số ma sát thấp (0,04÷0,05), làm việc được trong môi trường nhiệt độ từ -200^0C÷1000^0C. Ổ làm việc tốt ngay cả khi không được bôi trơn, dãn nhiệt tốt. Ổ trượt grafit tương đối dòn, khả năng chống mòn kém. Nên dùng với áp suất nhỏ, p < 1,5 MPa.

19.2.6. Trình tự thiết kế ổ trượt

Thiết kế ổ trượt có bôi trơn ma sát ướt bằng nguyên lý thủy động, được thực hiện theo các bước sau:

- Chọn vật liệu lót ổ. Xác định giá trị [p], hoặc [p.v].
- Định tỷ số B/d. Thường lấy trong khoảng 0,6 ÷ 1.

  Tính chiều rộng B của ổ.

  Kiểm tra chỉ tiêu $p \le [p]$ hoặc $p.v \le [p.v]$.

  Nếu không thỏa mãn, thì tăng kích thước B lên.
- Chọn độ hổ tương đối ψ, tính độ hổ S.

  Chọn kiểu lắp cho ổ trượt.

  Chọn độ nhám bề mặt ngõng trục và lót ổ. Xác định giá trị R_{z1}, R_{z2}.
- Chọn loại dầu bôi trơn. Xác định độ nhớt động lực μ.
- Giả sử $F_d = F_r$, tính được hệ số khả năng tải yêu cầu Φ_{yc}, theo công thức 19-7. Tra bảng xác định giá trị của χ theo Φ_{yc}.
- Tính chiều cao lớp dầu bôi trơn $h = S.(1-\chi)/2$.
- Kiểm tra điều kiện $h \ge k.(R_{z1} + R_{z2})$. Nếu chưa thỏa mãn, phải chọn lại ψ, chọn lại kiểu lắp, tính toán lại Φ_{yc}, v.v.
- Kiểm tra điều kiện chịu nhiệt của ổ. Nếu không thỏa mãn, phải tìm cách xử lý để ổ đủ điều kiện chịu nhiệt.
- Vẽ kết cấu của ổ trượt.

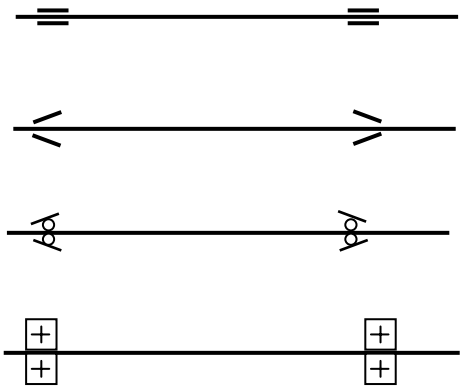
CHƯƠNG XX

Ổ LĂN

20.1. Những vấn đề chung

20.1.1. Giới thiệu ổ lăn

Ổ lăn dùng để đỡ các trục quay, nhận tải trọng từ trục, truyền đến giá đỡ. Dưới dạng sơ đồ, ổ lăn được biểu diễn như trên Hình 20-1.



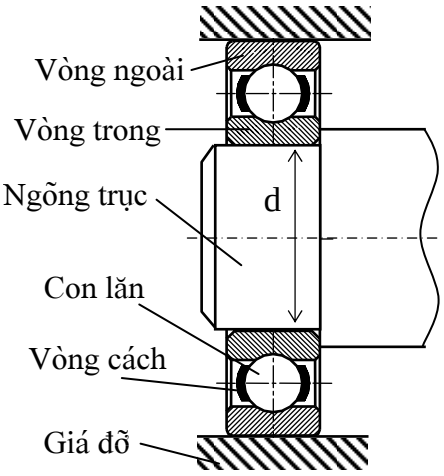
***Hình 20-1**: cách biểu diễn ổ lăn*

Bản vẽ kết cấu của ổ lăn được trình bày trên Hình 20-2. Vòng ngoài của ổ được lắp trên giá đỡ, vòng trong của ổ được lắp với ngõng trục. Giữa vòng trong và vòng ngoài có con lăn, để tạo dạng ma sát lăn trong ổ. Vòng cách trong ổ lăn có tác dụng ngăn cách không cho các con lăn tiếp xúc với nhau, để giảm mòn cho con

lăn. Nếu không có vòng cách, tại điểm tiếp xúc giữa hai con lăn có vận tốc trượt rất lớn.

Ổ lăn được tiêu chuẩn hóa rất cao. Hầu như tất cả các ổ lăn được chế tạo trong nhà máy chuyên môn hóa. Do đó chất lượng ổ lăn tương đối cao, giá thành không cao lắm. Ổ lăn được dùng rất nhiều trong hầu hết các loại máy, thuộc các ngành công nghiệp khác nhau.

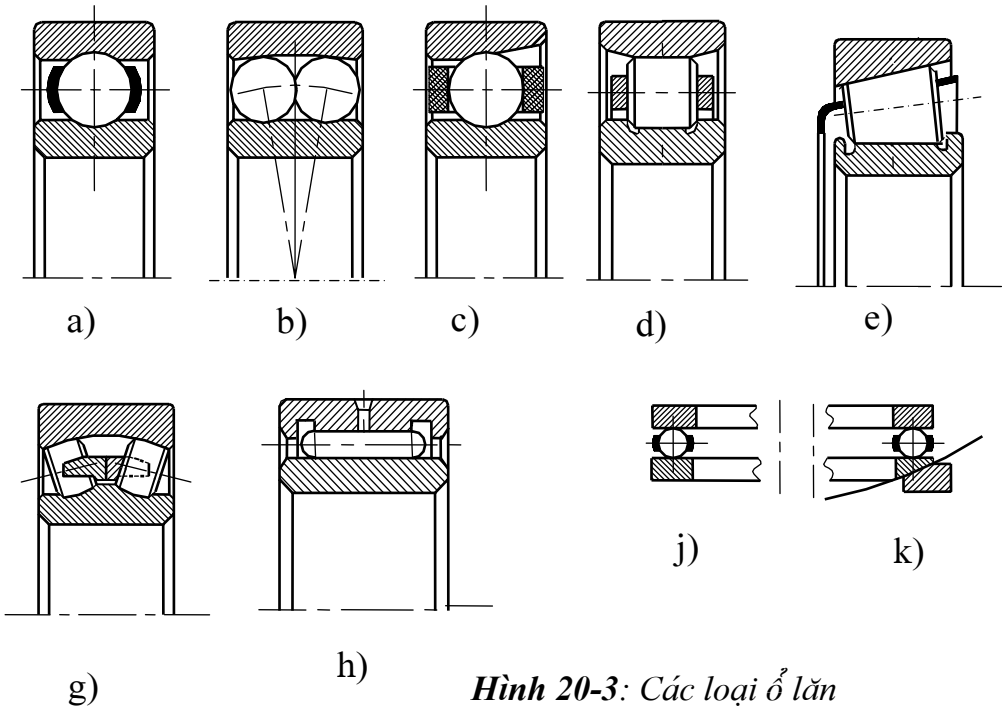
Dạng ma sát trong ổ lăn là ma sát lăn. Nói chung hệ số ma sát lăn tương đối nhỏ, tổn thất công suất ít.



***Hình 20-2**: Kết cấu ổ lăn*

20.1.2. Phân loại ổ lăn

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, ổ lăn được chia thành một số loại sau:



***Hình 20-3**: Các loại ổ lăn*

- Tuỳ theo khả năng chịu tải, có các loại:
  + Ổ đỡ, là ổ chỉ có khả năng chịu lực hướng tâm (Hình 20-3, a, b, d, h).

+ Ổ đỡ chặn, là ổ vừa có khả năng chịu lực hướng tâm, vừa có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 20-3, c, e).

+ Ổ chặn, là ổ chỉ có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 20-3, j, k).

- Theo hình dạng của con lăn trong ổ, chia ra:

  + Ổ bi, con lăn có dạng hình cầu (Hình 20-3, a, b, c).

  + Ổ côn, con lăn có dạng hình nón cụt (Hình 20-3, e).

  + Ổ đũa, con lăn có dạng hình trụ ngắn (Hình 20-3, d).

  + Ổ kim, con lăn có dạng hình trụ dài (Hình 20-3, h).

- Theo khả năng tự lựa của ổ, người ta chia ra:

  + Ổ lòng cầu, mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu, ổ có khả năng tự lựa hướng tâm. Khi trục bị biến dạng, uốn cong, ổ sẽ lựa theo để làm việc bình thường (Hình 20-3, b, g).

  + Ổ tự lựa dọc trục (Hình 20-3, d), ổ có khả năng tự lựa theo phương dọc trục. Khi trục bị biến dạng, dãn dài thêm một lượng, ổ sẽ lựa theo để làm việc bình thường.

- Theo số dãy con lăn trong ổ, người ta chia ra:

  + Ổ có 01 dãy con lăn (Hình 20-3, a, d).

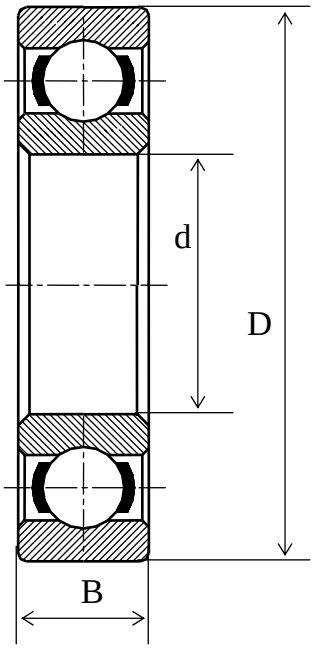
  + Ổ có hai dãy con lăn (Hình 20-3, b, g).

  + Ổ bi có nhiều dãy con lăn. Số dãy con lăn tăng lên, khả năng tải của ổ cũng tăng.

20.1.3. Kích thước chủ yếu của ổ lăn

Ổ lăn là chi tiết được tiêu chuẩn hóa rất cao, do đó chúng ta chỉ quan tâm đến một số kích thước chính liên quan đến mối ghép ổ với các chi tiết máy khác (Hình 20-4):

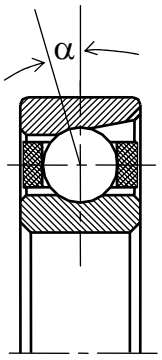
- Đường kính lỗ của vòng trong d, mm. Kích thước d phải lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Ví dụ: 8; 9; 10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100;
- Đường kính ngoài của vòng ngoài D, mm. Ứng với mỗi kích thước d tiêu chuẩn quy định một số



***Hình 20-4**: Kích thước ổ lăn*

giá trị D, số lượng không quá 4.

- Chiều rộng ổ B, mm. Ứng với mỗi kích thước d tiêu chuẩn quy định một số giá trị B, số lượng quy định không quá 4.
- Góc nghiêng của ổ đỡ chặn α, độ (Hình 20-5). Ứng với mỗi loại ổ đỡ chặn tiêu chuẩn quy định một số giá trị của α. Góc α càng lớn, khả năng chịu tải dọc trục của càng lớn.



***Hình 20-5**: Góc nghiêng*

Với cùng một kích thước đường kính d, các ổ lăn có kích thước D khác nhau, được chia thành các cỡ: Nặng, Trung bình, Nhẹ, Đặc biệt nhẹ. Cỡ nặng có giá trị D lớn nhất.

Với cùng một kích thước đường kính d, các ổ lăn có kích thước B khác nhau, được chia thành các cỡ: Rất rộng, Rộng, Trung bình, Hẹp. Cỡ Rất rộng có giá trị B lớn nhất.

Với giá trị góc $\alpha < 25^0$ được gọi là ổ đỡ chặn. Các ổ có góc α lớn được gọi là ổ chặn đỡ.

20.1.4. Các loại ổ lăn thường dùng:

Các loại ổ lăn dưới đây được dùng nhiều trong thực tế, do nó có một số đặc điểm tốt:

- Ổ bi đỡ một dãy (Hình 20-3, a). Loại này được chế tạo với số lượng rất lớn, giá thành tương đối rẻ so với các loại khác. Ổ chịu được lực hướng tâm là chính. Có thể chịu được một ít lực dọc trục, bằng 70% lực hướng tâm chưa dùng đến.
- Ổ bi lòng cầu hai dãy (Hình 20-3, b). loại này cho phép trục xoay một góc lớn đến 3^0. Khả năng tải lớn hơn ổ bi đỡ một dãy có cùng kích thước d. Chịu được lực hướng tâm là chính. Chịu được một ít lực dọc trục, bằng 20% lực hướng tâm chưa dùng đến.
- Ổ đũa trụ ngắn một dãy (Hình 20-3, d). Ổ chỉ chịu được lực hướng tâm. Hầu như không chịu lực dọc trục, Khả năng tải lớn hơn ổ bi đỡ một dãy có cùng kích thước d, gấp khoảng 1,7 lần.
- Ổ bi đỡ chặn một dãy (Hình 20-3, c). Ổ chịu được lực hướng tâm và cả lực dọc trục. Khả năng tải lớn hơn ổ bi đỡ một dãy có cùng kích thước d, gấp khoảng 1,4 lần. Ổ được chế tạo với các giá trị góc $\alpha = 12^0, 26^0$ và 36^0.

- Ổ côn đỡ chặn một dãy (Hình 20-3, e). Ổ chịu được lực hướng tâm và cả lực dọc trục. Khả năng tải lớn hơn ổ bi đỡ một dãy có cùng kích thước d. Ổ được chế tạo thành hai nhóm với các giá trị góc $\alpha = 10^0 \div 16^0$ và $\alpha = 25^0 \div 30^0$.
- Ổ bi chặn một dãy (Hình 20-3, j, k). Ổ chỉ chịu được lực dọc trục. Hầu như không chịu được lực hướng tâm. Khi làm việc với số vòng quay lớn, lực ly tâm làm ổ mòn rất nhanh.

20.1.5. Độ chính xác của ổ lăn, cách ghi ký hiệu ổ lăn:

Tiêu chuẩn quy định 5 cấp chính xác của ổ lăn:

cấp 0,
cấp 6,
cấp 5,
cấp 4,
cấp 2.

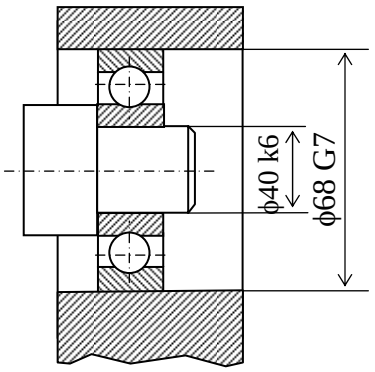
Cấp 0 là cấp chính xác bình thường,
Cấp 6 có độ chính xác cao hơn,
Cấp 2 có độ chính xác cao nhất.

Các ổ lăn thường dùng trong hộp giảm tốc có cấp chính xác 0, trường hợp số vòng quay của trục quá lớn hoặc yêu cầu độ chính xác đồng tâm của trục cao, có thể dùng ổ lăn cấp chính xác 6.

Ổ lăn là chi tiết máy được tiêu chuẩn hóa cao, được chế tạo trong nhà máy chuyên môn hóa. Dung sai của ổ lăn được quy định trong tiêu chuẩn về ổ lăn, nhà máy chế tạo ổ lăn đã gia công ổ đúng theo tiêu chuẩn. Khi thiết kế chúng ta chỉ tính chọn kiểu ổ, cỡ ổ lăn và cấp chính xác của ổ, không cần quy định dung sai cho ổ.

Biết ký hiệu của ổ lăn chúng ta sẽ biết dung sai của ổ, do đó không cần ghi ký hiệu dung sai của ổ lăn trên bản vẽ lắp.

Ví dụ: ghi kiểu lắp giữa ổ bi với trục và gối đỡ (Hình 20-6):



***Hình 20-6:** Ghi kiểu lắp ổ lăn*

Ký hiệu Φ40k6 biểu thị:

- Đường kính trục là 40 mm,
- Miềm dung sai của trục là k6,
- Đường kính lỗ vòng trong của ổ d=40mm, miền dung sai của kích thước d do nhà máy chế tạo ổ quy định.

Ký hiệu Φ68G7 biểu thị:

- Đường kính lỗ của gối đỡ là 68mm,

- Miềm dung sai của lỗ là G7,
- Đường kính vòng ngoài của ổ D=68mm, miền dung sai của kích thước D do nhà máy chế tạo ổ quy định.

Ký hiệu của ổ lăn trên bản vẽ được ghi bằng chữ và những cụm số.

Ví dụ, một ổ lăn có ký hiệu: P6 08 3 6 09. Trong đó:

- Cặp chữ số P6 chỉ cấp chính xác của ổ (có thể chỉ ghi số 6 không cần ghi chữ P, nếu ổ có cấp chính xác 0 thì không cần ghi chữ P0 trong ký hiệu).
- Cặp số 08 chỉ đặc điểm của ổ có hai vòng che bụi (nếu có một vòng che bụi thì ghi 06, ổ có vai ghi 34, nếu là ổ đỡ chặn thì ghi trị số của góc tiếp xúc α).
- Số 3 chỉ loại ổ đũa trụ đỡ tự lựa (nếu là ổ bi đỡ một dãy thi ghi số 0, ổ bi đỡ tự lựa thì ghi số 1, ổ đũa trụ ngắn đỡ ghi số 2, ổ kim hoặc trụ dài ghi số 4, ổ đũa trụ xoắn đỡ ghi số 5, ổ bi đỡ chặn ghi số 6, ổ đũa côn ghi số 7, ổ bi chặn ghi số 8, ổ đũa chặn ghi số 9).
- Số 6 chỉ cỡ ổ trung bình rộng (cỡ rất nhẹ ghi số 1, cỡ nhẹ ghi số 2, cỡ trung bình ghi số 3, cỡ nặng ghi số 4, cỡ nhẹ rộng ghi số 5, nếu ổ lăn có đường kính ngoài D không tiêu chuẩn ghi số 7, chiều rộng B không tiêu chuẩn ghi số 8, nếu ổ có đường kính lỗ vòng trong d<10mm thi ghi số 9).
- Cặp số 09 chỉ đường kính trong của ổ d = 9×5 = 45mm (các ổ có đường kính trong d<10 mm thì ghi trị số thực của đường kính d, nếu đường kính trong bằng 10 mm thì ghi là 00, đường kính trong bằng 12 mm thì ghi là 01, đường kính trong bằng 15 mm thì ghi là 02, đường kính trong là 17 mm thì ghi 03, các ổ có đường kính d ≥ 20 mm thì ghi số "hiệu của phép chia giá trị của đường kính chia cho 5", ví dụ d = 35 mm thì ghi là 07).

20.1.6. Phân bố tải trọng trên các con lăn và ứng suất tiếp xúc

Khi chịu lực hướng tâm F_r, trong ổ đỡ chỉ có những con lăn nằm ở phía dưới, trên một cung nhỏ hơn 180^0 chịu tải. Các con lăn khác không chịu tải. Tải phân bố trên các con lăn không đều nhau (Hình 20-7).

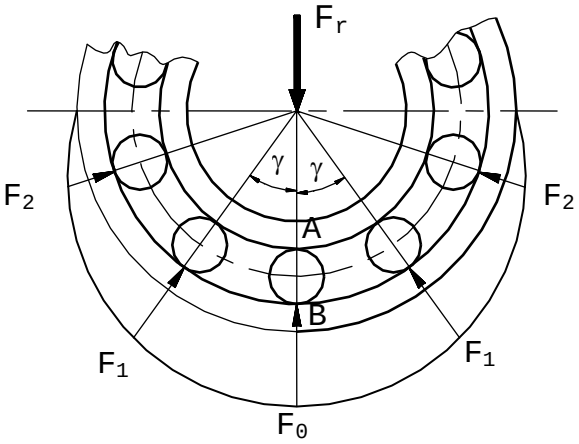
Con lăn nằm trên đường tác dụng của lực, chịu tải lớn nhất, các con lăn nằm lệch so với đường tác dụng một góc γ càng lớn, chịu tải càng nhỏ. Các con lăn nằm đối xứng nhau qua đường tác dụng của lực F_r chịu tải như nhau.

Khe hở của ổ càng lớn, số con lăn tham gia chịu tải càng ít, giá trị tải trọng tác dụng lên con lăn chịu lực lớn nhất, càng lớn.

Đối với ổ không có khe hở, có thể tính gần đúng lực F_{max} tác dụng lên con lăn chịu lực lớn nhất theo công thức: $F_{max} = 4{,}37.F_r / z$. Với z là số con lăn trong ổ .

Đối với ổ có khe hở, giá trị F_{max} được tính theo công thức: $F_{max} = 4{,}6.F_r / z$.

Lực dọc trục F_a tác dụng lên ổ đỡ và ổ đỡ chặn, phân bố cho các con lăn tương đối đều nhau. Có thể tính gần đúng $F_{max} = F_a /(0{,}8.z)$.



***Hình 20-7**: Tải trọng trên các con lăn*

Trong ổ đỡ và ổ đỡ chặn, đồng thời chịu lực F_r và lực F_a, lúc đó khe hở trong ổ được khắc phục, số con lăn tham gia chịu lực hướng tâm F_r nhiều hơn so với khi không có lực dọc trục F_a.

Ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với các vòng ổ được tính theo công thức Héc. Ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong có giá trị lớn hơn ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng ngoài. Mặt khác, chúng ta thấy: trên các con lăn chịu lực lớn, sẽ có ứng suất lớn hơn các con lăn khác.

Như vậy, điểm A của vòng trong, sẽ là điểm có ứng suất tiếp xúc cao nhất, điểm B của vòng ngoài có ứng suất tiếp xúc nhỏ hơn. Ứng suất tiếp xúc tại điểm A, B là ứng suất thay đổi: Khi không có con lăn nào nằm trên đường tác dụng của lực F_r, thì giá trị ứng suất tại điểm A và B gần như bàng 0.

Nếu vòng ngoài quay, thì mỗi khi có con lăn đi qua đường tác dụng lực, điểm A của vòng trong đạt giá trị ứng suất σ_{max} một lần, như vậy số chu kỳ ứng suất rất lớn, ổ nhanh bị hỏng.

Nếu vòng trong quay, điểm A quay, thì sau mỗi vòng quay nhiều nhất điểm A chịu ứng suất σ_{max} một lần, khi gặp đúng lúc có con lăn đi qua đường tác dụng của lực. Như vậy số chu kỳ ứng suất nhỏ hơn nhiều so với vòng ngoài quay, ổ bền hơn.

Ứng suất tại một điểm nào đó trên con lăn cũng là ứng suất thay đổi. Giá trị ứng suất đạt cực đại khi điểm xét tiếp xúc với điểm A của vòng trong. Giá trị nhỏ nhất của ứng suất tiếp xúc bằng 0, khi điểm xét không tiếp xúc với vòng ổ.

Con lăn và các vòng ổ chịu ứng suất thay đổi, sẽ bị hỏng do mỏi. Nếu vòng trong đứng yên, điểm A có ứng suất cao và số chu kỳ ứng suất lớn, ổ nhanh bị hỏng.

20.1.7. Một số điểm chú ý khi chọn ổ lăn

- Trong các loại ổ lăn có thể dùng, ưu tiên chọn loại ổ dễ tìm kiếm, có giá rẻ nhất, dễ dàng tháo lắp.
- Ổ bi rẻ hơn ổ đũa cùng kích thước. Ổ đũa có khả năng tải cao hơn ổ bi cùng cỡ.
- Ổ đỡ làm việc với số vòng quay lớn, bền hơn so với ổ đỡ chặn.
- Khi làm việc với số vòng quay lớn, ổ chặn mau mòn. Do đó đối với trục có số vòng quay quá lớn, chỉ chịu lực dọc trục, cũng không nên dùng ổ chặn, mà nên dùng ổ đỡ chặn.
- Các ổ lòng cầu cho phép trục lệch góc rất lớn. Khi hai gối đỡ của trục khó đảm bảo độ đồng tâm, nên chọn ổ lòng cầu.
- Ổ đũa chịu lực va đập tốt hơn ổ bi. Ổ có con lăn bằng lò xo chịu va đập tốt nhất.

20.2. Tính ổ lăn

20.2.1. Các dạng hỏng của ổ lăn và chỉ tiêu tính toán

Trong quá trình làm việc ổ lăn có thể bị hỏng ở các dạng sau:

- Mòn ổ. Mòn làm tăng khe hở của ổ, tăng độ lệch tâm, giảm số lượng con lăn tham gia chịu tải. Khi lượng mòn chưa nhiều, có thể điều chỉnh khe hở để ổ làm việc tốt trở lại. Mòn quá mức quy định, ổ bị hỏng, nên thay ổ khác.
- Tróc rỗ bề mặt ổ. Ổ được bôi trơn đầy đủ, sau một thời gian dài sử dụng, trên bề mặt ổ và các con lăn xuất hiện lỗ rỗ. Chất lượng bề mặt giảm, ổ làm việc không tốt nữa. Rỗ là do hiện tượng mỏi bề mặt, vết nứt xuất hiện, phát triển làm tróc ra một miếng kim loại, để lại vết rỗ trên bề mặt.
- Kẹt ổ, ổ không quay được, hoặc quay rất nặng. Nguyên nhân: có thể do trục biến dạng lớn quá, hoặc do dãn nở nhiệt, hoặc do lắp ghép có độ dôi quá lớn. Kẹt làm ổ mòn cục bộ, tổn hao công suất lớn.
- Vỡ con lăn, vòng cách, do mỏi hoặc do lực va đập lớn. Các mảnh vỡ rơi vào ổ, gây nên kẹt tắc, ổ không tiếp tục làm việc được nữa.
- Vỡ các vòng ổ, do lắp ghép với độ dôi quá lớn, hoặc va đập quá mạnh. Các vòng ổ bị vỡ, ổ không làm việc tiếp tục được nữa.

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, ổ lăn thường được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo các chỉ tiêu sau:

Đối với các ổ quay chậm n < 1 v/ph được tính theo chỉ tiêu tải tĩnh:

$$C_0 \le [C_0] \qquad (20\text{-}1)$$

Đối với các ổ có số vòng quay lớn n ≥ 1 v/ph, được tính theo chỉ tiêu mỏi:

$$C \le [C] \qquad (20\text{-}2)$$

Trong đó C_0 là hệ số tải trọng tĩnh của ổ.

$[C_0]$ là hệ số tải trọng tĩnh cho phép của ổ, còn được gọi là hệ số khả năng tải tĩnh của ổ.

C là hệ số tải trọng động của ổ.

[C] là hệ số tải trọng động cho phép của ổ, còn được gọi là hệ số khả năng tải động của ổ.

Sử dụng chỉ tiêu 20-1 để tính ổ lăn, gọi là tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh.

Sử dụng chỉ tiêu 20-2 để tính ổ lăn, gọi là tính ổ lăn theo khả năng tải động.

20.2.2. Tính ổ lăn theo khả năng tải động

- Hệ số tải trọng động của ổ được xác định theo công thức:

$$C = Q.L^{1/q} \qquad (20\text{-}3)$$

L là số triệu vòng quay của ổ trong suốt thời gian sử dụng ổ.

L được tính theo công thức: $L = t_b.60.n.10^{-6}$.

t_b là tuổi bền của ổ, đơn vị là h. Còn gọi là thời gian sử dụng theo tính toán thiết kế.

q là số mũ của đường cong mỏi, q được lấy như sau:

q = 3 đối với ổ bi.

q = 10/3 đối với ổ đũa.

n là số vòng quay của trục, v/ph.

Đối với các trục quay chậm, 1 v/ph ≤ n ≤ 10 v/ph, lấy n = 10 để tính.

Q là tải trọng quy đổi tác dụng lên ổ lăn. Q được tính như sau:

$$Q = (X.V.F_r + Y.F_{at}).K_t.K_đ \qquad (20\text{-}4)$$

đối với ổ chặn $Q = F_a.K_t.K_đ$

Trong đó:

K_t là hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ làm việc của ổ. Giá trị của K_t tra bảng.

K_d là hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng động. Giá trị của K_d tra bảng.

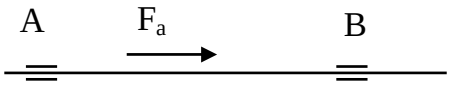
X là hệ số ảnh hưởng của lực hướng tâm đến tuổi bền của ổ. Giá trị của X được tra trong bảng.

V là hệ số kể đến vòng nào quay, vòng trong quay ổ bền hơn, lấy V=1, vòng ngoài quay lấy V=1,2..

Y là hệ số kể đến ảnh hưởng của lực dọc trục đến tuổi bền của ổ. Giá trị của Y tra trong bảng.

F_r là lực hướng tâm tác dụng lên ổ. Chính là giá trị của phản lực gối tựa khi tính trục.

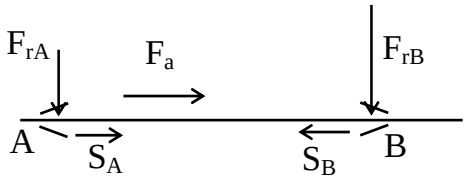
F_{at} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ. Giá trị F_{at} của một số sơ đồ có thể tính như sau:



***Hình 20-8**: Tính tổng lực dọc F_{at}*

+ Trên sơ đồ Hình 20-8, có tổng lực dọc của ổ A: $F_{atA} = 0$; của ổ B: $F_{atB} = F_a$.

+ Trên sơ đồ Hình 20-9, sử dụng ổ đỡ chặn, do có góc nghiêng α trong ổ đỡ chặn, lực hướng tâm F_{rA} sinh ra lực dọc trục $S_A = F_{rA}.tg\alpha$, lực hướng tâm F_{rB} sinh ra lực dọc trục $S_B = F_{rB}.tg\alpha$.

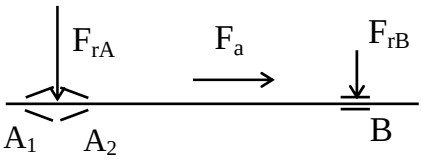


***Hình 20-9**: Tính lực dọc trục F_{at}*

Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ A: $F_{atA} = S_B - F_a + S_A \geq 0$, (Nếu $F_{atA}<0$, lấy $F_{atA}=0$).

Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ B: $F_{atB} = S_A + F_a - S_B$, $F_{atB} \geq 0$.

+ Trên sơ đồ Hình 20-10, gối A gồm hai ổ đỡ chặn A_1 và A_2 giống nhau, gối B là một ổ đỡ. Ổ A_2 chịu lực dọc trục F_a, các con lăn tiếp xúc tốt hơn, nên ổ A_2 chịu $0,6.F_{rA}$, còn ổ A_1 chịu $0,4.F_{rA}$. Ổ A_2 được tính toán với lực hướng tâm $F_{rA2} = 0,6.F_{rA}$ và tổng lực dọc trục $F_{atA2} = F_a$. Ổ A_1 lấy theo ổ A_2. Lực dọc trục không tác dụng lên ổ B.



***Hình 20-10**: Tính lực dọc trục F_{at}*

- Hệ số khả năng tải động [C] tra bảng, theo loại ổ và cỡ ổ.

Bài toán kiểm tra bền được thực hiện như sau:

- Vẽ sơ đồ tính ổ, đặt các tải trọng F_r và F_a lên sơ đồ.

- Tính giá trị hệ số tải trọng động C theo công thức 20-3.
- Tra bảng, theo loại ổ và cỡ ổ để có giá trị [C].
- So sánh giá trị của C và [C], kết luận. Nếu C ≤ [C], ổ không bị hỏng do mỏi.

Bài toán thiết kế được làm theo các bước sau:

- Chọn loại ổ lăn dùng trên các gối đỡ trục.
- Vẽ sơ đồ tính ổ, đặt các tải trọng F_r và F_a lên sơ đồ.
- Tính giá trị hệ số tải trọng động C theo công thức 20-3.
- Tra bảng, theo loại ổ đã chọn, theo đường kính d của ngõng trục, tìm cỡ ổ có giá trị [C] trong bảng lớn hơn hoặc bằng giá trị C tính được. Ghi ký hiệu ổ.

2.2.3. Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Đối với các ổ quay chậm, số vòng quay n < 1 v/ph, được tính toán theo sức bền tĩnh.

- Hệ số tải trọng tĩnh của ổ được xác định theo công thức:

$$C_0 = Q_0 \qquad (20\text{-}5)$$

Q_0 là tải trọng quy đổi tác dụng lên ổ lăn theo tải tĩnh. Q_0 được tính như sau:

$$Q_0 = X_0.F_r + Y_0.F_{at}$$

đối với ổ chặn $Q_0 = F_{at}$

Trong đó:

X_0 là hệ số ảnh hưởng của lực hướng tâm đến tuổi bền tĩnh của ổ.

Y_0 là hệ số kể đến ảnh hưởng của lực dọc trục đến tuổi bền tĩnh của ổ.

F_r là lực hướng tâm tác dụng lên ổ.

F_{at} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ. Giá trị của F_{at} đối với từng sơ đồ đỡ trục được tính tương tự như phần xác định Q.

- Hệ số khả năng tải $[C_0]$ tra bảng theo loại ổ và cỡ ổ.

Bài toán kiểm tra bền được thực hiện như sau:

- Vẽ sơ đồ tính ổ, đặt các tải trọng F_r và F_a lên sơ đồ.
- Tính giá trị hệ số tải trọng tĩnh C_0 theo công thức 20-5.
- Tra bảng, theo loại ổ và cỡ ổ để có giá trị $[C_0]$.
- So sánh giá trị của C_0 và $[C_0]$, kết luận. Nếu $C_0 \le [C_0]$, ổ không bị hỏng theo sức bền tĩnh.

Bài toán thiết kế được làm theo các bước sau:

- Chọn loại ổ lăn dùng trên các gối đỡ trục.
- Vẽ sơ đồ tính ổ, đặt các tải trọng F_r và F_a lên sơ đồ.
- Tính giá trị hệ số tải trọng tĩnh C theo công thức 20-5.
- Tra bảng, theo loại ổ đã chọn, theo đường kính d của ngõng trục, tìm cỡ ổ có giá trị $[C_0]$ trong bảng lớn hơn hoặc bằng giá trị C_0 tính được. Ghi ký hiệu ổ.

20.3. So sánh ổ lăn với ổ trượt

20.3.1. Ưu điểm của ổ lăn so với ổ trượt

- Nói chung hệ số ma sát trong ổ lăn thấp hơn so với ổ trượt, hiệu suất sử dụng ổ lăn cao hơn so với ổ trượt. Trong trường hợp ổ trượt có bôi trơn ma sát ướt, hệ số ma sát trong ổ trượt có thể thấp hơn so với ổ lăn.
- Sử dụng ổ lăn đơn giản hơn ổ trượt. Không phải chăm sóc, bôi trơn thường xuyên như ổ trượt.
- Kích thước chiều rộng của ổ lăn nhỏ hơn nhiều so với ổ trượt. Khoảng cách giữa hai gối đỡ trục ngắn hơn, trục cứng vững hơn.
- Mức độ tiêu chuẩn hoá của ổ lăn rất cao, thuận tiện cho việc thay thế khi sửa chữa, tốn ít công sức trong thiết kế.

20.3.2. Nhược điểm của ổ lăn so với ổ trượt

- Kích thước theo hướng kính của ổ lăn lớn hơn nhiều so với ổ trượt.
- Tháo, lắp ổ lăn phức tạp và khó khăn hơn so với ổ trượt.
- Làm việc có nhiều tiếng ồn hơn. Chịu tải trọng va đập kém hơn so với ổ trượt.
- Giá thành của ổ lăn nói chung cao hơn ổ trượt.
- Ổ lăn không thể tách thành 2 nửa để lắp với các ngõng giữa của trục khuỷu.
- Ổ lăn bằng kim loại, do đó không làm việc được trong một số môi trường ăn mòn kim loại.

20.3.3. Phạm vi sử dụng

- Nói chung ổ lăn được dùng rộng rãi hơn so với ổ trượt.
- Trong một số trường hợp sau đây, dùng ổ trượt tốt hơn ổ lăn:

+ Trục quay với số vòng quay rất lớn.

+ Trục có đường kính quá lớn, hoặc quá bé, khó khăn trong việc tìm kiếm ổ lăn.

+ Lắp ổ vào ngõng giữa của trục khuỷu.

+ Khi cần đảm bảo độ chính xác đồng tâm giữa trục và gối đỡ, vì ổ trượt có ít chi tiết hơn ổ lăn.

+ Khi phải làm việc trong môi trường đặc biệt, ăn mòn kim loại.

+ Khi ổ chịu tải trọng va đập hoặc rung động mạnh.

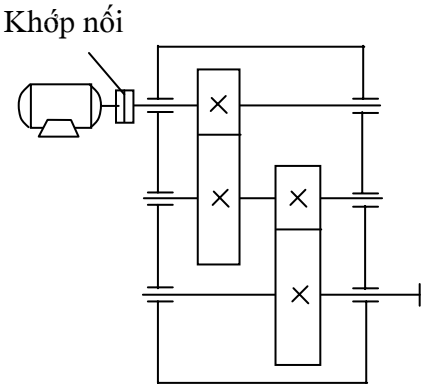
CHƯƠNG XXI

KHỚP NỐI

21.1. Những vấn đề chung

21.1.1. Giới thiệu khớp nối

Khớp nối là chi tiết máy được tiêu chuẩn hoá tương đối cao. Được dùng để liên kết các trục với nhau, làm nhiệm vụ truyền chuyển động giữa hai trục, ví dụ như: truyền chuyển động giữa trục động cơ và trục của hộp giảm tốc (Hình 21-1). Hoặc nối các trục ngắn thành một trục dài. Ngoài ra, khớp nối còn có tác dụng đóng mở các cơ cấu, ngăn ngừa quá tải, giảm tải trọng động, bù sai lệch của các trục.



***Hình 21-1**: Khớp nối*

Khớp nối có 3 bộ phận chính (Hình 21-4):

+ Nửa khớp 1 lắp trên trục I bằng mối ghép then hoặc then hoa,

+ Nửa khớp 2 lắp trên trục II, bằng mối ghép then hoặc then hoa,

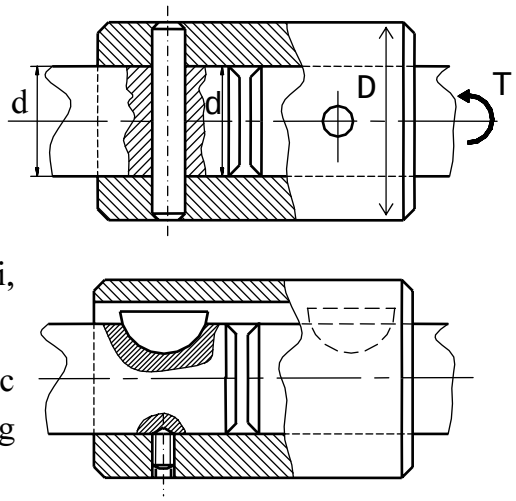
+ Khâu 3 liên kết hai nửa khớp nối với nhau.

Nguyên lý truyền động của khớp nối: Trục I quay, qua mối ghép then làm nửa khớp 1 quay theo, khâu liên kết sẽ kéo nửa khớp 2 quay theo nửa khớp 1, qua mối ghép then trục II quay theo nửa khớp 2. Chuyển động được truyền từ trục I sang trục II với tỷ số truyền bằng một.

21.1.2. Phân loại khớp nối

Khớp nối được phân chia thành 2 nhóm:

- Nối trục, là loại khớp nối liên kết cố định hai trục với nhau. Chỉ có thể thực hiện nối, hoặc tách rời 2 trục khi dừng máy.
- Ly hợp, là loại khớp nối có thể nối hoặc tháo rời liên kết ngay cả khi trục đang quay.



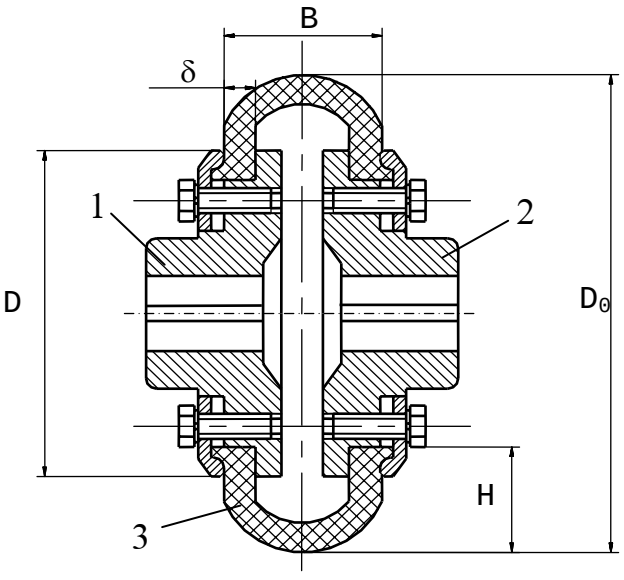
***Hình 21-3**: Nối trục ống dùng then bán nguyệt*

Nối trục được chia thành các loại:

- Nối trục chặt. Nối trục loại này chỉ nối được hai trục không có sai lệch vị trí tương quan. Ví dụ nối trục ống trên Hình 21-2, hai trục được nối cứng với nhau, vị trí đối của hai trục phải chính xác theo thiết kế.

  Một số kết cấu của nối trục chặt cho phép hai trục có sai lệch với nhau một lượng nhỏ. Ví dụ, nối trục ống dùng then bán nguyệt, như trên Hình 21-3.

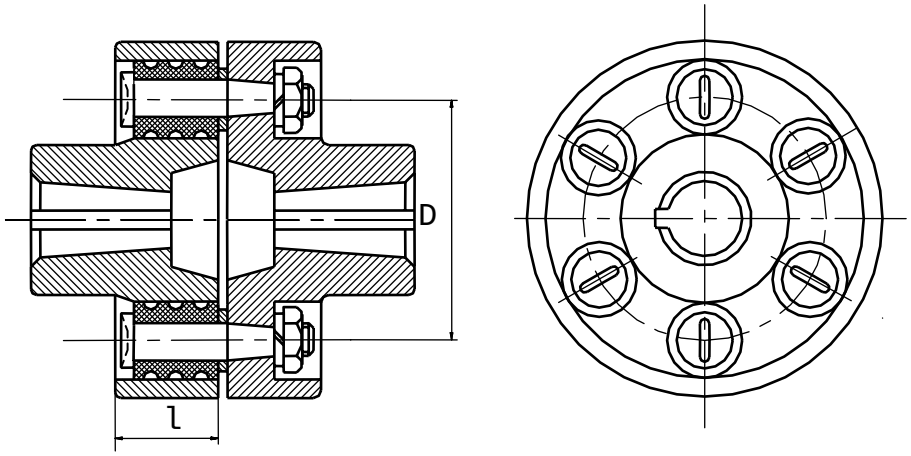
- Nối trục bù, là loại nối trục cho phép hai trục có sai lệch vị trí tương quan. Nối trục có khả năng



***Hình 21-4**: Nối trục vòng đàn hồi*

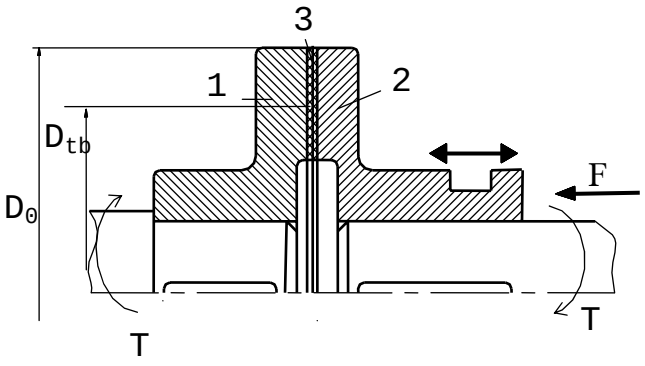
lựa theo sai lệch vị trí của các trục để truyền chuyển động. Ví dụ như, nối trục vòng đàn hồi (Hình 21-4). Biến dạng lớn của vòng đàn hồi có tác dụng bù sai lệch vị trí của trục. Hoặc nối trục chốt đàn hồi trên Hình 21-5 cũng có tác dụng bù sai lệch của trục.

- Nối trục đàn hồi. Trong kết cấu của nối trục, khâu liên kết có khả năng biến dạng đàn hồi lớn, gọi là khâu đàn hồi. Năng lượng va đập, rung động được tích luỹ vào khâu đàn hồi, sau đó giải phóng dần ra. Do đó hạn chế được các chấn động truyền từ trục này sang trục kia. Ví dụ, nối trục chốt đàn hồi (Hình 21-5).



***Hình 21-5**: Nối trục chốt đàn hồi, lắp trên trục côn*

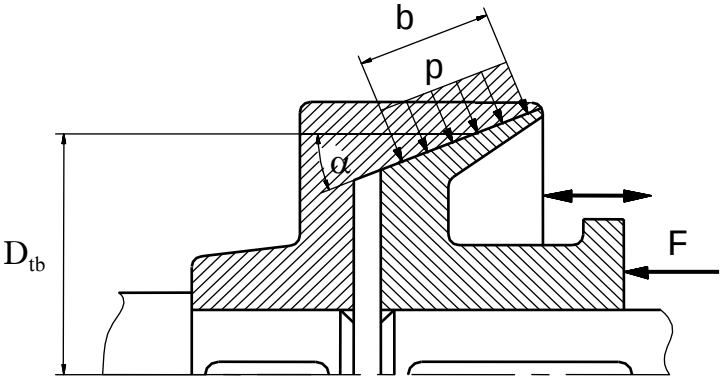
Nhiều nối trục đàn hồi đồng thời cũng là nối trục bù. Do biến dạng lớn của khâu đàn hồi, nối trục có khả năng lựa theo các sai lệch của trục để làm việc. Ví dụ, nối trục vòng đàn hồi như trên Hình 21-4, vừa có khả năng bù sai lệch trục, vừa có khả năng giảm chấn.



***Hình 21-6**: Ly hợp đĩa ma sát*

Ly hợp được chia thành 2 loại:

- Ly hợp thường, là ly hợp được đóng, mở do người sử dụng trực tiếp điều khiển bằng cần gạt, hoặc nút bấm. Loại này được dùng phổ biến và rất đa

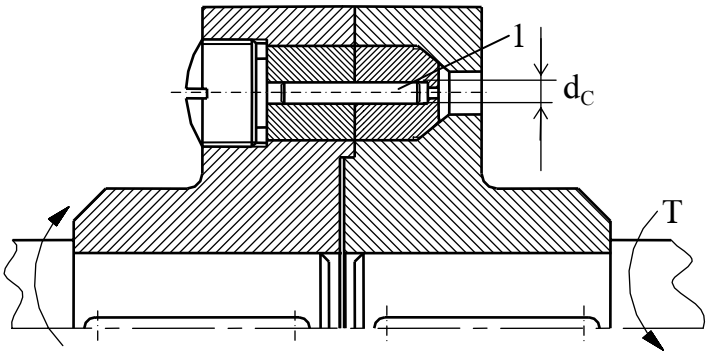


***Hình 21-7**: Ly hợp nón ma sát*

dạng. Ví dụ như: ly hợp vấu, ly hợp răng, ly hợp đĩa ma sát (Hình 21-6), ly hợp nón ma sát (Hình 21-7).

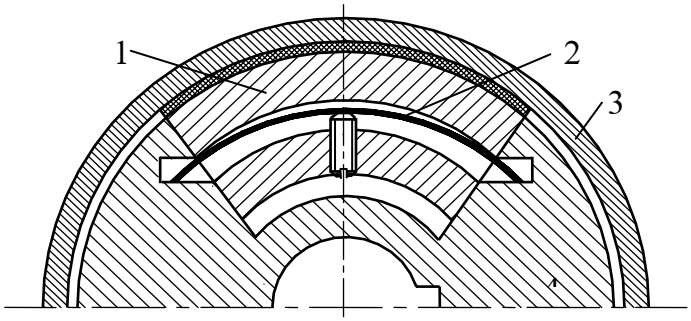
Ly hợp thường, dùng để ngắt chuyển động từ động cơ đến bộ phận công tác. Ví dụ, khi khởi động máy, cho động cơ chạy ổn định sau đó mới đóng ly hợp để chạy bộ phận công tác. Hoặc trong làm việc, cần dừng bộ phận công tác, chỉ cần ngắt chuyển động bằng ly hợp chứ không cần tắt động cơ.

- Ly hợp tự động. Ly hợp thực hiện đóng hoặc mở một cách tự động, theo một điều kiện nhất định được người sử dụng điều chỉnh từ trước. Ly hợp tự động được chia ra thành 3 kiểu:



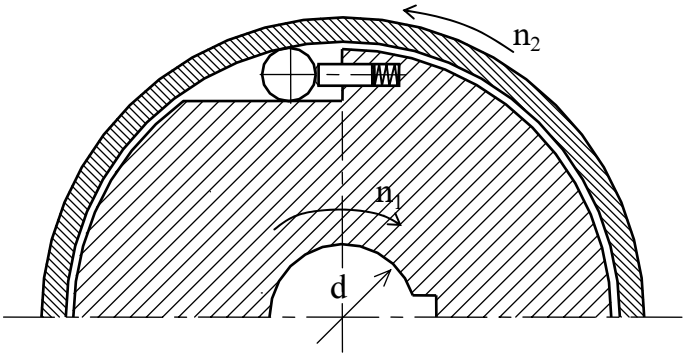
***Hình 21-8**: Ly hợp chốt an toàn*

+ Ly hợp an toàn, điều kiện để mở ly hợp thông thường là tải trọng. Khi tải trọng vượt quá giá trị cho phép, ly hợp tự động mở, ngắt liên hệ giữa động cơ và bộ phận công tác, đảm bảo an toàn cho động cơ. Ví dụ, ly hợp chốt an toàn trên Hình 21-8, khi quá tải, chốt số 1 sẽ bị cắt đứt. Để máy có thể làm việc lại, cần thay chốt khác. Đường kính của chốt được tính toán phù hợp với giá trị tải trọng quá tải của máy.



***Hình 21-9**: Ly hợp ly tâm*

+ Ly hợp ly tâm, điều kiện để đóng và mở ly hợp là vận tốc góc của trục. Khi trục đạt đến giá trị số vòng quay được điều chỉnh trước, thì ly hợp sẽ tự động đóng lại, hoặc mở ra. Ví dụ, một kiểu ly hợp ly tâm dùng lò xo lá được trình bày trên Hình 21-9. Miếng nặng số



***Hình 21-10**: Ly hợp một chiều*

1 bị lò xo số 2 đẩy về phía tâm trục, mặt ma sát không tiếp xúc với bạc số 3, ly hợp mở. Khi trục quay với vận tốc góc đủ lớn, lực ly tâm thắng lực tác dụng của lò xo, đẩy miếng 1 ra xa trục, mặt ma sát tiếp xúc với bạc 3, ly hợp đóng, chuyển động được truyền từ trục sang bạc. Khi số vòng quay của trục giảm, lực ly tâm giảm, ly hợp lại mở ra.

- Ly hợp một chiều, điều kiện đóng mở ly hợp là chiều quay của trục. Chuyển động chỉ truyền từ trục sang bạc theo một chiều nhất định. Khi trục quay theo chiều ngược lại, ly hợp sẽ tự động mở ra.

  Trên Hình 21-10 trình bày một kiểu ly hợp một chiều, ly hợp chỉ đóng khi trục quay theo chiều kim đồng hồ. Lúc này con lăn được kéo vào khe hẹp, tạo nên áp lực trên mặt tiếp xúc. Nếu trục quay theo chiều ngược lại, con lăn bị đẩy về phía khe rộng, trên mặt tiếp xúc giữa con lăn với trục và với bạc không còn áp lực nữa.

21.1.3. Thông số chủ yếu của khớp nối

Khớp nối là chi tiết máy được tiêu chuẩn hóa cao, thường được chế tạo tại nhà máy chuyên môn hóa, do đó chúng ta chỉ quan tâm đến một số kích thước chính, liên quan đến lắp ghép với chi tiết khác và tính toán khớp nối.

- Kích thước đường kính của lỗ may ơ lắp trên trục d, mm. Đường kính d của khớp nối được lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Có một số loại khớp nối, hai nửa khớp có đường kính khác nhau, $d_1 \neq d_2$.

- Đường kính ngoài của khớp nối D_0, mm.
- Đường kính vòng tròn đi qua tâm của khâu liên kết, D, mm. Kích thước này dùng để tính toán lực tác dụng lên khâu liên kết. Ví dụ đường kính vòng tròn đi qua tâm của các bu lông (Hình 21-5). Trong ly hợp ma sát, đường kính D được thay bằng đường kính trung bình D_{tb} (Hình 21-6, 21-7).
- Chiều dài của nửa khớp nối l, mm.
- Chiều dài của phần may ơ lắp lên trục l_0, mm.
- Kích thước của khâu liên kết. Ví dụ, như đường kính d_C của bu lông, chốt; chiều rộng b của vòng đàn hồi, của mặt ma sát, v.v.
- Số lượng chốt, bu lông, vấu, răng trong khâu liên kết, ký hiệu là z.
- Số vòng quay của trục n, v/ph.
- Mô men xoắn trên trục lắp khớp nối T, Nmm.

- Công suất truyền qua khớp nối P, kW.
- Lực tác dụng lên tay gạt trong các ly hợp thường F_0.
- Điều kiện đóng mở ly hợp, trong các ly hợp tự động.
- Khả năng bù sai lệch vị trí của trục trong các nối trục bù.
- Tuổi bền của khớp nối t_b, h.

21.2. Tính khớp nối

21.2.1. Phương pháp tính chọn khớp nối

Bài tóan kiểm tra bền khớp nối được thực hiện như sau:

- Xem xét kết cấu của khớp nối, xác định khâu yếu nhất trong khớp nối, khâu hay xảy ra hỏng hóc. Thông thường khâu yếu nhất là khâu liên kết. Ví dụ, các vấu trong ly hợp vấu, vòng đàn hồi trong nối trục đàn hồi, mặt ma sát trong nối trục ma sát, chốt trong nối trục an toàn, v.v.
- Phân tích các dạng hỏng có thể xuất hiện trong khớp nối. Đặc biệt chú ý đến các dạng hỏng của khâu yếu.
- Viết chỉ tiêu tính toán để hạn chế các dạng hỏng.
- Kiểm tra khâu yếu nhất xem có thỏa mãn các chỉ tiêu tính hay không?
- Đối với các ly hợp tự động, cần kiểm tra điều kiện đóng mở khớp, xem đã đúng chưa?

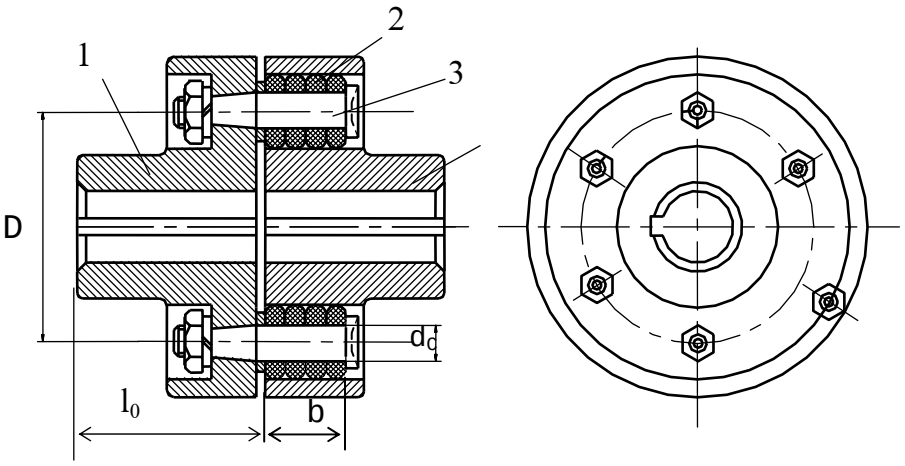
Bài toán thiết kế khớp nối được thực hiện như sau:

- Chọn loại khớp nối. Dựa vào tải trọng, số vòng quay, tính chất làm việc của máy và những yêu cầu khác, phân tích để chọn kiểu khớp nối hợp lý nhất.
- Dựa vào đường kính d của đoạn trục cần lắp khớp nối, và mô men xoắn T trên trục, tra bảng tìm khớp nối có kích thước thích hợp.
- Xác định khâu yếu nhất. Xác định các dạng hỏng. Viết chỉ tiêu tính toán. Kiểm tra khớp nối theo các chỉ tiêu tính. Nếu chưa thỏa mãn, phải chọn lại kích thước, hoặc chọn loại khớp nối khác. Sau khi chọn, tiếp tục kiểm tra, cho đến khi các chỉ tiêu tính thỏa nãm.
- Đối với ly hợp tự động, cần tính toán điều kiện để đóng mở tự động. Chọn thông số điều khiển, điều chỉnh để ly hợp tự động đóng mở đúng theo yêu cầu.

21.2.2. Tính nối trục chốt đàn hồi

Để làm ví dụ, phần này trình bày cụ thể cách tính toán, chọn nối trục chốt đàn hồi, một loại khớp nối được dùng nhiều trong các máy thông dụng, để nối trục động cơ với trục vào của hộp giảm tốc (Hình 21-11).

Các loại nối trục khác được tính toán tương tự, theo phương pháp chung đã trình bày ở trên.



***Hình 21-11**: Nối trục chốt đàn hồi, lắp trên trục trụ*

- Nối trục chốt đàn hồi gồm hai nửa khớp lắp trên hai đầu trục. Khâu liên kết là các vòng cao su số 2 (hoặc ống cao xu) lắp lồng vào chốt trụ số 3 có đường kính d_C. Chốt được định vị trên nửa khớp 1 bằng mặt côn. Khi xiết chặt đai ốc, chốt sẽ được nối cứng với nửa khớp 1, đồng thời ép các vòng cao su lại. Các vòng cao xu dãn nở theo hướng kính, tiếp xúc với lỗ trụ trên nửa khớp 4.
- Khi trục và nửa khớp 1 quay, kéo chốt 3 quay theo. Mặt trụ trên chốt ép vào các vòng cao xu, các vòng cao xu ép vào lỗ trụ, đẩy nửa khớp 4 chuyển động. Các vòng cao xu có khả năng biến dạng đàn hồi rất lớn. Trường hợp hai trục có lệch tâm, hoặc lệch góc nhỏ, vòng cao xu sẽ biến dạng để bù vào độ sai lệch này.
- Khâu yếu nhất trong nối trục chốt đàn hồi là các vòng cao su. Cao xu có cơ tính thấp, khi nối trục làm việc các vòng cao su bị biến dạng liên tục, bề mặt tiếp xúc giữa vòng cao su và chốt tương đối nhỏ.
- Các dạng hỏng có thể xuất hiện trong nối trục chốt đàn hồi:

  + Dập bề mặt tiếp xúc giữa vòng đàn hồi với chốt, vòng đàn hồi với lỗ trụ.

  + Vòng đàn hồi bị mòn. Tốc độ mòn của vòng đàn hồi sẽ tăng lên, khi mà có độ lệch tâm, hoặc lệch góc giữa hai trục lớn.

  + Chốt bị uốn gẫy, hoặc bị cắt đứt.
- Chỉ tiêu tính toán nối trục chốt đàn hồi là: $\sigma_d \le [\sigma_d]$.

Trong đó σ_d là ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc giữa vòng cao su và chốt.

$[\sigma_d]$ là ứng suất dập cho phép của vòng cao su.

- Ứng suất dập σ_d được tính theo công thức:

$$\sigma_d = \frac{2.K.T}{D_1.z.\varphi.d_C.b}$$

Trong đó K là hệ số kể đến chế độ tải trọng, có thể lấy từ 1,5 đến 3.

T là mô men xoắn trên trục lắp khớp nối, Nmm.

z là số chốt của nối trục.

φ là hệ số phân bố tải không đều trên các chốt, có thể lấy φ = 0,8 ÷ 1.

d_c là đường kính của chốt, mm.

b là chiều rộng của các vòng cao su, hoặc ống cao su, mm.

- Ứng suất dập cho phép của vòng cao su có thể lấy trong khoảng 1,8 đến 2 MPa.

21.2.3. Tính ly hợp chốt an toàn

Để làm ví dụ về tính ly hợp tự động, phần này trình bày cụ thể cách tính toán ly hợp chốt an toàn, một loại ly hợp dùng để ngăn ngừa quá tải (Hình 21-8).

Khi mô men xoắn vượt quá giá trị cho phép, thì chốt 1 bị cắt đứt, ly hợp mở.

Đường kính chốt d_c được xác định theo điều kiện bền cắt, $\tau_c \le [\tau_c]$.

Trong đó: τ_c là ứng suất cắt sinh ra trên tiết diện ngang của chốt.

$[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của chốt.

Ứng suất cắt được tính theo công thức: $\tau_c = \frac{2.K.T.4}{D.z.\pi.d_c^2} = \frac{8.K.T}{\pi.D.z.d_c^2}$

Trong đó: T là mô men xoắn trên trục, Nmm.

K là hệ số tải trọng, có thể lấy K = 1 ÷ 1,1.

D là đường kính vòng tròn qua tâm các chốt, mm.

z là số chốt trong ly hợp, số chốt thường dùng 2 ÷ 3.

d_c là đường kính chốt, mm.

Ứng suất cắt cho phép, đối với chốt bằng thép C45 tôi, có thể lấy $[\tau_c]$ = 420 MPa.

Đường kính chốt được tính theo công thức sau:

$$d_c = \sqrt{\frac{8.K.T}{\pi.D.z.[\tau]}} \text{ mm.}$$

CHƯƠNG XXII

LÒ XO

22.1. Những vấn đề chung

22.1.1. Giới thiệu lò xo

Lò xo là chi tiết máy có khả năng biến dạng đàn hồi rất lớn. Khi biến dạng, lò xo tích lũy năng lượng, sau đó giải phóng ra dần.

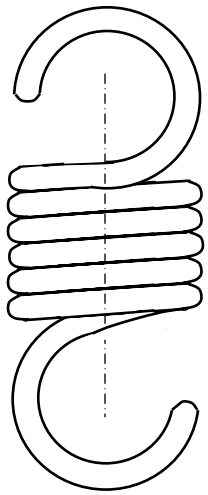
Lò xo được dùng trong các máy, thiết bị với những chức năng sau:

- Tạo lực kéo, nén, hoặc mô men xoắn. Ví dụ, tạo lực ép trong khớp nối, trong phanh, trong bộ truyền bánh ma sát.
- Giảm chấn động, rung động.
- Tích lũy năng lượng, sau đó giải phóng dần, làm việc như một động cơ. Ví dụ, như dây cót trong đồng hồ.

22.1.2. Phân loại lò xo

Tùy theo chức năng sử dụng, lò xo được chia ra:

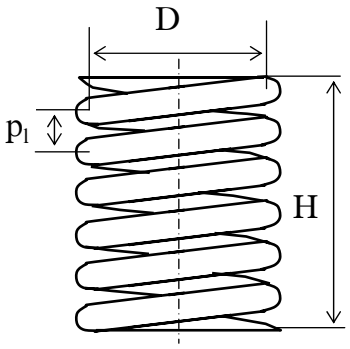
- Lò xo kéo. Dùng để tạo nên lực kéo. Các vòng lò xo sít nhau, hai đầu có móc để liên kết với chi tiết máy khác (Hình 22-1).
- Lò xo nén. Dùng để tạo nên lực nén. Các vòng lò xo cách xa nhau, hai đầu lò xo bằng (Hình 22-2).
- Lò xo xoắn. Dùng tạo mô men xoắn (Hình 22-3).
- Lò xo uốn. Khi làm việc, lò xo chỉ chịu uốn. Ví dụ như lò xo nhíp, sử dụng trong xe ôtô (Hình 22-4).



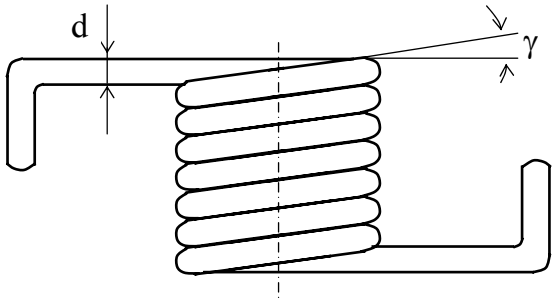
***Hình 22-1**: Lò xo kéo xoắn ốc trụ*

Tùy theo hình dạng của lò xo và hình dạng của dây tạo nên lò xo, người ta chia ra:

- Lò xo trụ. Lò xo có dạng trụ tròn (Hình 22-1 , -2 , -3).
- Lò xo côn. Lò xo có dạng hình nón cụt (Hình 22-5).
- Lò xo lá. Lò xo là những lá mỏng, hoặc thanh mỏng, dùng riêng lẻ hoặc ghép lại với nhau (Hình 22-4).

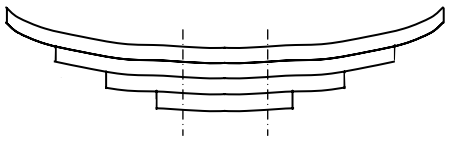


***Hình 22-2**: Lò xo nén*



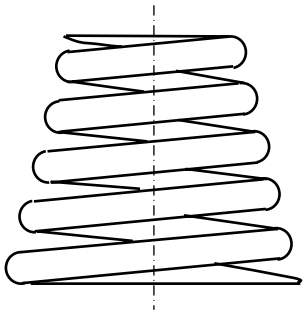
***Hình 22-3**: Lò xo xoắn*

- Lò xo đĩa. Lò xo có dạng đĩa mỏng. có khả năng tải rất lớn (Hình 22-6).
- Lò xo xoắn ốc. Dùng dây thép có tiết diện tròn, hoặc tiết diện vuông, tiết diện chữ nhật, cuốn thành đường xoắn vít (Hình 22-1 , - 3).



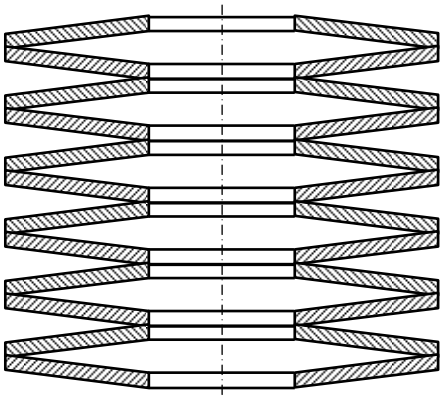
***Hình 22-4**: Lò xo nhíp*

- Lò xo xoáy ốc. Dùng dây thép, hoặc lá thép cuốn tròn theo hình xoáy trôn ốc, các vòng lò xo nằm trên cùng một mặt phẳng (Hình 22-7).
- Lò xo có độ cứng không đổi. Trong quá trình biến dạng, độ cứng của lò xo không thay đổi.
- Lò xo có độ cứng thay đổi. Trong khi biến dạng, tùy theo mức độ biến dạng, lò xo có độ cứng khác nhau.



***Hình 22-5**: Lò xo côn*

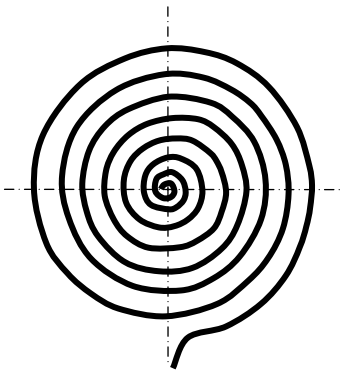
Chương này chủ yếu trình bày lò xo xoắn ốc trụ, tiết diện dây tròn. Đây là loại lò xo được dùng phổ biến. Các lò xo khác được tính toán tương tự.



***Hình 22-6**: Lò xo đĩa*

22.1.3. Thông số chủ yếu của lò xo

- Kích thước tiết diện dây lò xo. Dây có tiết diện tròn được xác định bởi đường kính d, mm.
- Đường kính trung bình của lò xo D, mm.
  Đường kính ngoài của lò xo $D_{ng} = D + d$.
  Đường kính trong của lò xo $D_{tr} = D - d$.
- Số vòng làm việc của lò xo n.
- Chiều dài của lò xo H, mm. Chiều dài khi chịu tải là H_t.
- Chiều dài của dây thép làm lò xo L, mm.
- Bước của lò xo p_l, mm. Bước của lò xo khi chịu tải là p_{lt}.
- Góc nâng của lò xo γ, độ hoặc rad.
- Tỷ số đường kính của lò xo c, $c = D/d$.
- Chuyển vị của lò xo λ, mm.
- Độ mềm của lò xo λ_n, là chuyển vị của lò xo dưới tác dụng của một đơn vị lực.



***Hình 22-7**: Lò xo xóay ốc*

- Độ mền của một vòng lò xo λ_1, chuyển vị của một vòng lò xo dưới tác dụng của một đơn vị lực.
- Độ cứng của lò xo C, N, là giá trị lực làm cho lò xo biến dạng một đơn vị.
- Lực căng ban đầu giữa các vòng của lò xo kéo F_0, N.

- Lực giới hạn F_{lim}, N, là giá trị lớn nhất của lực kéo, lò xo chưa bị biến dạng dư.

Một số điểm chú ý, khi chọn và tính các thông số của lò xo

d, mm	≤ 2,5	3÷5	6÷12
c	5÷12	4÷10	4÷9

- Hệ số đường kính c được lấy theo kích thước của dây lò xo:
- Để tránh mất ổn định, kích thước của lò xo nén phải thỏa mãn điều kiện: $H/D \le (2,5 \div 3)$. Nếu không thỏa mãn điều kiện trên, thì phải làm cốt tựa cho lò xo.
- Lực căng ban đầu của lò xo kéo có thể lấy như sau: $F_0 = (0,25 \div 0,3).F_{lim}$.
- Góc nâng thường dùng $\gamma = 10^0 \div 12^0$.
- Bước của lò xo nén phải chọn theo điều kiện: $p_l = d + (1,1 \div 1,2).\lambda_{max}/n$. Đảm bảo các vòng lò xo không bị xát vào nhau, khi làm việc với chuyển vị cực đại.
- Chiều dài của dây lò xo, $L = \frac{\pi.D}{\cos\gamma}.n + 2.l_k$, với l_k là chiều dài của đoạn dây dùng để liên kết với chi tiết máy khác.
- Độ mềm của một vòng lò xo được tính theo công thức: $\lambda_1 = \frac{8.D^3}{G.d^4} = \frac{8.c^3}{G.d}$

Với G là mô đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, thường dùng thép có $G = 8.10^4$ MPa.

22.2. Tính lò xo

22.2.1. Tải trọng và ứng suất trong lò xo

- Khi chịu tải, ứng suất trong dây lò xo tương đối phức tạp. Ví dụ, khi kéo lò xo bởi lực F, trong dây thép của lò xo có ứng suất xoắn τ_x, ứng suất kéo σ_k, ứng suất uốn σ_u và ứng suất cắt τ_c.

  Khi tính toán lò xo, ta chỉ quan tâm đến ứng suất chủ yếu, có giá trị lớn, trong dây lò xo. Các ứng suất khác được kể đến bằng cách dùng hệ số điều chỉnh giá trị ứng suất, hoặc điều chỉnh giá trị ứng suất cho phép.

- Đối với các lò xo chịu kéo và chịu nén, ứng suất chủ yếu trong dây lò xo là τ_x. Điều kiện bền của lò xo là: $\tau_x \le [\tau_x]$.

  Trong đó: τ_x là ứng suất xoắn sinh ra trong dây lò xo,

  $[\tau_x]$ là ứng suất xoắn cho phép của lò xo.

- Lò xo chịu mô men xoắn T, ứng suất chủ yếu trong dây lò xo là σ_u. Chỉ tiêu tính toán của lò xo là: $\sigma_u \le [\sigma_u]$.

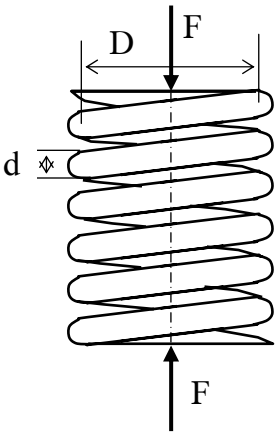
  Trong đó σ_u là ứng suất uốn sinh ra trong dây lò xo,

  $[\sigma_u]$ là ứng suất uốn cho phép của dây lò xo.

22.2.2. Tính lò xo chịu kéo, nén

Xét lò xo chịu tải như trên Hình 22-8.

Dưới tác dụng của lực F, dây lò xo bị xoắn bởi mô mên xoắn T = F.D/2. Do dây bị uốn cong, ứng suất xoắn ở biên trong của dây lớn hơn biên ngoài. Mô men chống xoắn của tiết diện dây lò xo: $W_0 = \pi.d^3/16$



***Hình 22-8**: Tính lò xo*

- Ứng suất xoắn trên dây lò xo được xác định theo công thức:

$$\tau_x = \frac{k.F.D.16}{2.\pi.d^3} = \frac{8.k.c.F}{\pi.d^2} \quad , \qquad (22\text{-}1)$$

Trong đó k là hệ số kể đến độ cong của dây lò xo. Giá trị của k được tính theo công thức

$$k = \frac{4.c+2}{4.c-3}$$

- Ứng suất cho phép $[\tau_x]$ được xác định như sau:

  $[\tau_x] = (0,4 \div 0,5).\sigma_b$.

  Đối với các thép thường dùng làm lò xo, lấy σ_b = 1500 ÷ 1700 MPa.

  Kiểm tra độ bền của lò xo bằng cách:

- Tính τ_x, theo công thức 22-1.
- Xác định ứng suất cho phép $[\tau_x]$.
- So sánh τ_x và $[\tau_x]$, rút ra kết luận. Nếu $\tau_x \le [\tau_x]$, lò xo đủ bền.

  Thiết kế lò xo được tiến hành như sau:

  + Xác định ứng suất cho phép $[\tau_x]$,
  + Giả sử điều kiện $\tau_x \le [\tau_x]$, rút ra được công thức tính đường kính dây lò xo

$$d \ge 1,6\sqrt{\frac{k.F_{max}.c}{[\tau_x]}} \qquad (22\text{-}2)$$

  + Số vòng làm việc của lò xo được tính theo công thức:

$$n = \frac{(\lambda_{max} - \lambda_{min}).G.d}{8.c^3.(F_{max} - F_{min})} \qquad (22\text{-}3)$$

Trong đó F_{max} là lực lớn nhất tác dụng lên lò xo,

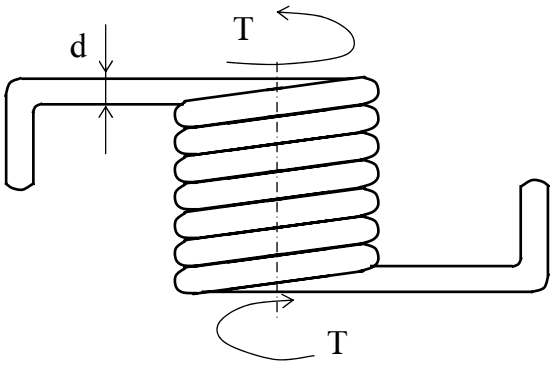
F_{min} là lực nhỏ nhất tác dụng lên lò xo,

λ_{max} là chuyển vị lớn nhất của lò xo, khi chịu F_{max}.

λ_{min} là chuyển nhỏ nhất của lò xo, ứng với F_{min}.

22.2.3. Tính lò xo chịu xoắn

Khi lò xo chịu mô men xoắn T (Hình 22-9), dây lò xo bị uốn bởi mô men M = T.cosγ. Vì góc γ tương đối nhỏ, nên lấy gần đúng cosγ = 1.



***Hình 22-9**: Tính lò xo chịu xoắn*

- Ứng suất uốn trong dây lò xo được xác định theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{k.M}{W_u} = \frac{32.k.T}{\pi.d^3} \qquad (22\text{-}4)$$

Trong đó k là hệ số kể đến độ cong của vòng lò xo, $k = \frac{4.c-1}{4.c-4}$

- Ứng suất uốn cho phép có thể lấy: $[\sigma_u] = 1{,}25.[\tau_x]$.

Kiểm tra độ bền của lò xo bằng cách:

- Tính σ_u, theo công thức 22-4.
- Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_u]$.
- So sánh $\sigma_u$và $[\sigma_u]$, rút ra kết luận. Nếu $\sigma_u \le [\sigma_u]$, lò xo đủ bền.

Thiết kế lò xo được tiến hành như sau:

+ Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_u]$,
+ Giả sử điều kiện $\sigma_u \le [\sigma_u]$, rút ra được công thức tính đường kính dây lò xo

$$d \ge 2{,}16\sqrt[3]{\frac{k.T}{[\sigma_u]}} \qquad (22\text{-}5)$$

+ Số vòng của lò xo được tính theo công thức:

$$n = \frac{\theta.E.J}{\pi.D.(T_{max} - T_{min})} \qquad (22\text{-}6)$$

Trong đó θ là góc xoắn của lò xo, khi làm việc ứng với $T_{max,}$,

J là mô mem quán tính của tiết diện dây lò xo, $J = \pi.d^4/64$.

22.2.4. Trình tự thiết kế lò xo

- Chọn vật liệu dây thép chế tạo lò xo. Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_u]$, hoặc $[\tau_x]$.
- Chọn tỷ số đường kính c = D/d.
- Tính đường kính dây lò xo d theo công thức 22-2 hoặc 22-5. Lấy d theo dãy số tiêu chuẩn. Kiểm tra lại giá trị của hệ số đường kính c, nếu sai khác nhiều, phải chọn lại.
- Tính số vòng làm việc n của của lò xo theo công thức 22-3 hoặc 22-6, tính chiều dài dây lò xo.
- Định các kích thước của lò xo. Vẽ kết cấu của lò xo.
- Đối với lò xo chịu nén cần kiểm tra điều kiện ổn định: $\frac{H}{D} \le 3$. Nếu không đảm bảo điều kiện ổn định, phải dùng cốt hỗ trợ.

CÂU HỎI ÔN TẬP PHẦN I

NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN TRONG THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

1. Trình bày khái quát về máy, bộ phận máy, chi tiết máy?
2. Nội dung của bài toán thiết kế máy, các bước thực hiện bài toán?
3. Trình bày các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của một máy?
4. Nội dung bài toán thiết kế chi tiết máy? Thiết kế một chi tiết máy đã được tiêu chuẩn hóa (ví dụ như bu lông), có thể bỏ qua được bước nào trong trình tự thiết kế? Tại sao?
5. Nêu những điểm cần chú ý khi thiết kế chi tiết máy?
6. Khái quát về tải trọng, ứng suất? Phân loại tải trọng, ứng suất?
7. Khi nào chi tiết máy có đủ khả năng làm việc? Trình bày các chỉ tiêu khả năng làm việc của chi tiết máy?
8. Thế nào là sức bền tĩnh, sức bền mỏi của chi tiết máy? Các biện pháp nâng cao sức bền mỏi?
9. Khái quát về tiêu chuẩn hóa, ích lợi, các cấp tiêu chuẩn hóa?
10. Chọn vật liệu chế tạo một chi tiết máy cần chú ý những điểm gì? Các loại vật liệu thường dùng để chế tạo chi tiết máy?
11. Cách xác định các thông số đánh giá độ tin cậy, phương pháp nâng cao độ tin cậy của máy?
12. Trình bày những hướng chính ứng dụng tin học vào thiết kế chi tiết máy, máy? Nêu ví dụ minh họa?

CÂU HỎI ÔN TẬP PHẦN II

CÁC CHI TIẾT MÁY LẮP GHÉP

13. Giới thiệu tổng quát về các mối ghép đã học? Nguyên tắc liên kết, lực liên kết trong từng mối ghép?
14. Nêu các căn cứ để phân tích lựa chọn loại mối ghép, khi cần lắp hai tấm ghép với nhau?
15. Nêu các căn cứ để phân tích lựa chọn loại mối ghép, khi cần lắp bạc trên trục?
16. Nêu những điểm giống nhau, khác nhau giữa 3 mối ghép: đinh tán, bu lông và mối hàn điểm? Cách tính thiết kế các mối ghép?
17. Trình bày cách tính mối ghép bu lông chịu đồng thời lực ngang và dọc?
18. Phương pháp tính thiết kế mối ghép nhóm đinh tán, mối ghép nhóm bu lông chịu đồng thời lực và mô men uốn trong mặt phẳng mối ghép?
19. Cách tính thiết kế mối hàn chồng chịu đồng thời lực và mô men uốn trong mặt phẳng mối ghép?
20. Vẽ kết cấu, trình bày cách gia công, lắp ráp mối ghép vít cấy?
21. Vẽ kết cấu, trình bày cách gia công, lắp ráp mối ghép then hoa?
22. Nêu các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán của các mối ghép đã học?
23. Trình bày cách tính thiết kế mối ghép độ dôi chịu mô mem xoắn?
24. Trình bày cách tính thiết kế mối ghép then bằng chịu mô mem xoắn?

CÂU HỎI ÔN TẬP PHẦN III

CÁC CHI TIẾT MÁY TRUYỀN ĐỘNG

25. Giới thiệu tổng quan về các bộ truyền đã học? Nêu nguyên tắc làm việc, nguyên lý truyền tải của từng bộ truyền?
26. Nội dung của bài toán thiết kế một bộ truyền? Nêu trình tự thiết kế từng loại bộ truyền?
27. Nêu các căn cứ để phân tích lựa chọn loại bộ truyền, khi cần truyền chuyển động giữa hai trục cách xa nhau?
28. Nêu các căn cứ để phân tích lựa chọn loại bộ truyền, khi cần truyền chuyển động giữa hai trục không xa nhau?
29. Trình bày kết cấu của bộ truyền đai, phân loại, các kích thước chủ yếu của bộ truyền đai thông dụng?
30. Trình bày các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền đai? Tải trọng và lực tác tác dụng trong bộ truyền đai?
31. Ứng suất trong dây đai? Trình bày các dạng hỏng của bộ truyền đai, và chỉ tiêu tính toán?
32. Trình bày hiện tượng trượt trong bộ truyền đai? Đường cong trượt và đường cong hiệu suất?
33. Trình bày kết cấu của bộ truyền bánh ma sát, phân loại, các kích thước chủ yếu của bộ truyền bánh ma sát?
34. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán và phương pháp tính thiết kế bộ truyền bánh ma sát?
35. Trình bày kết cấu của bộ truyền bánh răng, phân loại? Cách chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng?
36. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng?
37. Thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng? Bánh răng nón răng thẳng?
38. Trình bày phương pháp tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc, sức bền uốn?

39. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng?
40. Xác định lực tác dụng lên răng, lên trục và ổ của bộ truyền bánh răng trụ, bánh răng nón?
41. Trình bày kết cấu của bộ truyền trục vít, phân loại, các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền trục vít?
42. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít?
43. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính thiết kế bộ truyền trục vít?
44. Phân tích lực tác dụng trong bộ truyền trục vít?
45. Trình bày kết cấu của bộ truyền xích, phân loại, các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền xích?
46. Trình bày tải trọng tác dụng trong bộ truyền xich? các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền xích?
47. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính thiết kế bộ truyền xích?
48. Kết cấu của bộ truyền vít ‑ đai ốc? Các kiểu truyền động? Kích thước chủ yếu của bộ truyền vít đai ốc?
49. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính bộ truyền vít ‑ đai ốc?

CÂU HỎI ÔN TẬP PHẦN IV

CÁC CHI TIẾT MÁY ĐỠ NỐI

50. Trình bày kết cấu của trục, phân loại trục, các thông số hình học chủ yếu của trục?
51. Các bộ phận trên trục? Nêu những điểm cần chú ý khi xây dựng kết cấu của trục?
52. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán và phương pháp tính trục?
53. Trình bày cách tính gần đúng trục?
54. Trình bày cách tính chính xác trục?
55. Giới thiệu khái quát về ổ trượt? Phân loại ổ trượt?
56. Trình bày kết cấu của ổ trượt? Các kích thước chủ yếu của ổ trượt? Các kiểu ma sát trong ổ trượt?
57. Phương pháp tạo bôi trơn ma sát ướt trong ổ trượt?
58. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính toán ổ trượt?
59. Trình bày kết cấu của ổ lăn, phân loại, các thông số hình học chủ yếu của ổ lăn?
60. Giới thiệu các loại ổ lăn thường dùng?
61. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính thiết kế ổ lăn?
62. Trình bày khái quát về khớp nối? Phân loại? Các kích thước chủ yếu của khớp nối?
63. Kết cấu chung của khớp nối? Phương pháp tính chọn khớp nối?
64. Trình bày khái quát về lò xo? Phân loại lò xo? Các thông số hình học chủ yếu của lò xo?
65. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính toán, phương pháp tính thiết kế lò xo?

CÁC KÝ HIỆU DÙNG TRONG GIÁO TRÌNH CHI TIẾT MÁY

STT.	Ký hiệu	Đơn vị	Tên gọi
1	a	mm	Khoảng cách giữa hai trục mang bộ truyền đai, xích, bánh ma sát.
2	a_w	mm	Khoảng cách giữa hai trục mang bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít - bánh vít.
3	a_0	mm	Khoảng cách giữa trục dao gia công và bánh răng, bánh vít được gia công.
4	A	mm^2	Diện tích tiết diện.
5	A	J	Công của một lực chuyển động.
6	b	mm	Chiều rộng của then, chiều rộng dây đai.
7	B	mm	Chiều rộng của bánh răng, bánh vít, bánh đai, đĩa xích, ổ lăn.
8	c^*		Hệ số khe hở chân răng của bộ truyền bánh răng, trục vít - bánh vít.
9	C		Hệ số tải trọng động của ổ lăn; hệ số độ cứng.
10	[C]		Hệ số tải trọng động cho phép của ổ lăn, còn gọi là hệ số khả năng tải động của ổ.
11	C_0		Hệ số tải trọng tĩnh của ổ lăn.
12	$[C_0]$		Hệ số tải trọng tĩnh cho phép của ổ lăn, hay còn gọi là hệ số khả năng tải tĩnh của ổ.
13	d	mm	Đường kính trục, đường kính vòng chia của bánh răng, bánh vít, đĩa xích, trục vít.
14	d_a	mm	Đường kính vòng tròn đỉnh răng.
15	d_f	mm	Đường kính vòng tròn chân răng.
16	d_b	mm	Đường kính vòng tròn cơ sở.
17	D	mm	Đường kính vòng ngoài của ổ lăn, đường kính vòng tròn qua tâm các chốt ở khớp nối.
18	e	mm	Độ lệch giữa hai đường tâm của hai trục.
19	E	MPa, N/mm^2	Mô đun đàn hồi của vật liệu, 1 MPa=1 N/mm^2.
20	f		Hệ số ma sát trượt của hai bề mặt.
21	F	N	Lực tác dụng lên một vật.
22	F_a	N	Lực tác dụng theo phương dọc trục.
23	F_n	N	Lực tác dụng theo phương pháp tuyến.
24	F_r	N	Lực tác dụng hướng tâm.
25	F_t	N	Lực tác dụng theo phương tiếp tuyến.
26	F_0	N	Lực căng ban đầu trong bộ truyền đai.
27	g	mm	Chiều dài đoạn ăn khớp của cặp bánh răng.

28	G	MPa	Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu.
29	G	N, kG	Trọng lượng của vật, 1 kG = 9,80665 N.
30	h	mm	Chiều cao của răng, của then, dây đai, đơn vị đo thời gian - giờ.
31	h_a^*		Hệ số chiều cao đỉnh răng.
32	H	mm	Chiều cao của đai ốc.
33	J	mm^4	Mô men quán tính của tiết diện trục, dầm.
34	J_0	mm^4	Mô men quán tính độc cực của tiết diện trục.
35	k	mm	Kích thước của tiết diện mối hàn chồng.
36	K		Hệ số tăng tải trọng, các hệ số tính toán khác có kèm thêm chỉ số.
37	l	mm	Kích thước chiều dài.
38	L	mm	Chiều dài mặt nón, chiều dài dây đai, dây xích.
39	L		Số triệu vòng quay của ổ lăn.
40	m		Mũ của đường cong mỏi, đơn vị đo chiều dài.
41	m	kg	Khối lượng của vật.
42	m	mm	Mô đun của răng bánh răng, bánh vít.
43	m_t	mm	Mô đun của răng đo trên mặt phẳng mút.
44	m_n	mm	Mô đun của răng đo trên mặt phẳng pháp.
45	M	N.mm	Mô men uốn.
46	n	v/ph	Số vòng quay.
47	N	µm	Độ dôi của mối ghép trụ trơn.
48	N		Số chu kỳ ứng suất, đơn vị đo lực - Niu Tơn.
49	N_O		Số chu kỳ cơ sở trong đường cong mỏi.
50	N_X		Số mắt xích của dây xích.
51	p	MPa, N/mm^2	Áp suất.
52	p	mm	Bước răng đo trên vòng tròn chia.
53	p_b	mm	Bước răng đo trên vòng tròn cơ sở.
54	p_r	mm	Bước ren.
55	p_x	mm	Bước xích.
56	P	kW	Công suất.
57	q		Hệ số đường kính trục vít.
58	q	N/mm	Cường độ tải trọng.
59	Q	N	Tải trọng quy đổi trong tính ổ lăn.
60	r		Hệ số chu kỳ ứng suất.
61	r	mm	Bán kính vòng tròn, cung tròn.
62	s		Đơn vị đo thời gian - giây.
63	s	mm	Chiều dầy răng đo trên vòng tròn chia.
64	s_a	mm	Chiều dầy răng đo trên vòng tròn đỉnh răng.
65	s_f	mm	Chiều dầy răng đo trên vòng tròn chân răng.

66	S		Hệ số an toàn.
67	S	μm	Khe hở của mối ghép trụ trơn.
68	t	h	Thời gian làm việc của chi tiết máy, của máy.
69	t_b	h	Tuổi bền của chi tiết máy, của máy.
70	T	N.mm	Mô men xoắn.
71	u		Tỷ số truyền của bộ truyền.
72	U		Số vòng chạy của đai trong một giây.
73	v	m/s	Vận tốc chuyển động.
74	V		Hệ số vòng nào quay trong ổ lăn.
75	V	m^3	Thể tích của vật.
76	x		Hệ số dịch dao khi gia công bánh răng, bánh vít, trục vít; còn gọi là hệ số dịch chỉnh.
77	x_t		Tổng hệ số dịch dao của bộ truyền bánh răng.
78	y		Hệ số giảm chiều cao đỉnh răng.
79	y	mm	Độ võng của trục, dầm chịu uốn.
80	Y_F		Hệ số dạng răng.
81	z		Số răng của bánh răng, bánh vít, số mối ren của trục vít, số lượng bu lông, đinh tán.
82	$z_{tđ}$		Số răng tưởng tượng của bánh răng tương đương, bánh vít tương đương.
83	Z_H		Hệ số kể đến đường biên dạng răng trong tính toán bộ truyền bánh răng.
84	Z_M		Hệ số kể đến vật liệu trong tính bánh răng.
85	Z_ε		Hệ số kể đến trùng khớp trong tính toán bộ truyền bánh răng.
86	α	rad, ^{o}	Góc profil thanh răng sinh (góc áp lực trên vòng tròn chia), góc tiếp xúc trong ổ đỡ chặn.
87	α_w	rad, ^{o}	Góc ăn khớp (góc áp lực trên vòng tròn lăn).
88	α_{wt}	rad, ^{o}	Góc ăn khớp đo trên mặt phẳng mút.
89	α_{wn}	rad, ^{o}	Góc ăn khớp đo trên mặt phẳng pháp.
90	β	rad, ^{o}	Góc nghiêng của đường răng so với đường sinh của mặt trụ, hoặc mặt nón chia.
91	χ		Độ lệch tâm tương đối trong ổ trượt.
92	ψ		Độ hở tương đối trong ổ trượt.
93	δ	rad, ^{o}	Góc đỉnh của mặt nón ma sát , góc đỉnh của mặt nón chia trong bánh răng côn.
94	δ_f	rad, ^{o}	Góc đỉnh của mặt của mặt nón chân răng.
95	Δl	mm	Độ dãn dài của một vật.
96	ε_α		Hệ số trùng khớp, còn gọi là hệ số trùng khớp ngang của bộ truyền bánh răng.

97	ε_β		Hệ số trùng khớp dọc.
98	Φ		Hệ số khả năng tải của lớp dầu trong ổ trượt.
99	γ	rad, ^{O}	Góc nâng của đường xoắn vít.
100	η		Hiệu suất truyền động, hiệu suất làm việc.
101	ψ		Hệ số kéo của bộ truyền đai.
102	φ	rad, ^{0}	Góc xoắn của trục, dầm chịu xoắn.
103	λ	mm	Bước xoắn của đường xoắn vít.
104	μ	P, (10^{-1}Ns/m^2)	Độ nhớt động lực.
105	μ		Hệ số poisson (poát xông) của vật liệu.
106	μ	mm	Hệ số ma sát lăn.
107	ν	St, (10^{-4}m^2/s)	Độ nhớt động.
108	θ	^{O}C	Nhiệt độ bách phân.
109	θ	rad, ^{O}	Góc xoay của tiết diện dầm, khi dầm chịu uốn.
110	ρ	mm	Bán kính cong tại một điểm của đường cong.
111	σ	MPa, (N/mm^2)	Ứng suất pháp.
112	$[\sigma]$	MPa, (N/mm^2)	Ứng suất pháp cho phép.
113	σ_{ch}	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn chảy của vật liệu.
114	σ_b	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn bền của vật liệu.
115	σ_r	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn mỏi dài hạn của vật liệu.
116	σ_{rN}	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn mỏi ngắn hạn của vật liệu.
117	σ_0	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn mỏi ứng với chu kỳ mạch động.
118	σ_{-1}	MPa, (N/mm^2)	Giới hạn mỏi ứng với chu kỳ đối xứng.
119	τ	MPa, (N/mm^2)	Ứng suất tiếp.
120	$[\tau]$	MPa, (N/mm^2)	Ứng suất tiếp cho phép.
121	ω	rad/s	Vận tốc góc của vật quay.
122	Ω	cal, kcal	Nhiệt lượng.
123	ξ		Hệ số trượt trong bộ truyền đai, bộ truyền bánh ma sát.

CÁC ĐƠN VỊ CƠ BẢN

1- Đơn vị đo chiều dài:	mét	Ký hiệu là:	m
2- Đơn vị đo khối lượng:	kilôgam	Ký hiệu là:	kg
3- Đơn vị đo thời gian:	giây	Ký hiệu là:	s
4- Đơn vị đo cường độ dòng điện:	Ampe	Ký hiệu là:	A
5- Đơn vị đo nhiệt độ nhiệt động học:	Độ Kenvin	Ký hiệu là:	^{0}K
6- Đơn vị đo cường độ sáng:	Canđela	Ký hiệu là:	cd

CÁC ĐƠN VỊ PHỤ

1- Đơn vị đo góc phẳng:	Rađian	Ký hiệu là:	rad
2- Đơn vị đo góc khối:	Stêradian	Ký hiệu là:	sr

CÁCH CHUYỂN ĐỔI MỘT SỐ ĐƠN VỊ

Đơn vị đo công: Jun	1 J = 1 N.m
Đơn vị đo nhiệt lượng: calo	1 cal = 4,1858 J
Đơn vị đo công suất: Oát	1 W = 1 N.m/s
Đơn vị đo công suất: Mã lực	1 ml = 735,45 W
Đơn vị đo lực: Nuitơn	1 N = 1 kg.m/s^2
Đơn vị đo lực: Kilôgam lực	1 kG = 9,80665 N
Đơn vị đo áp suất: Pascal	1 Pa = N/m^2
Đơn vị đo áp suất: Bar	1 bar = 10^5 Pa
Đơn vị đo áp suất: Atmốtphe	1 at = 98066,5 Pa
Đơn vị đo chiều dài: in	1" = 25,4 mm
Đơn vị đo góc: radian	1 rad = 57^{0}17'44,8"

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Nguyễn Trọng Hiệp; Chi tiết máy, tập 1, 2; Nhà xuất bản ĐH và THCN Hà nội, 1969,1970, 1994.

[2] Nguyễn Trọng Hiệp - Nguyễn Văn Lẫm; Thiết kế chi tiết máy; Nhà xuất bản ĐH và THCN, Hà nội 1975, 1993.

[3] Tập bản vẽ chi tiết máy; Nhà xuất bản ĐH và THCN, Hà nội, 1975.

[4] Tuyển tập Hội thảo toàn quốc về giảng dậy cơ học cho những năm 2000, "Bộ Giáo dục và Đào tạo - Hội cơ học Việt nam"; Hà nội, 1997.

[5] Trịnh Chất - Lê Văn Uyển; Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1, 2.; Nhà xuất bản Giáo dục, 1998.

[6] Trịnh Chất; Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy; Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1994.

[7] Dr. Zsáry Árpád; Gépelemek, I & II kötet; Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.

[8] M.F. Spotts; Design of Machine Elements; 1985.

[9] Erney Gy. (szerk); Fogaskerekek; Műszaki könyvkiadó; 1983

[11] Erney Gy. ; Fogaskerekek geometriai és szilárdságtani méretazése; Kézirat, Tankönyvkiadó; 1972.

[12] М.Н. Иванов; Детали Машин; Mockba Высшая Школа; 1976.

[13] Wolkenstein, R.; Profolverschiebung an aussenverzahnten Rodern mit Evolventenverzahnung; Das Industrieblatt, 1963.

[14] Hoàng Xuân Nguyên; Dung sai lắp ghép và đo lường kỹ thuật; Nhà xuất bản Giáo dục, 1994.

[15] Trần Hữu Quế; Vẽ Kỹ thuật cơ khí; Nhà xuất bản Giáo dục, 1996.

[16] Trần Hữu Quế và Nguyễn Văn Tuấn (biên dịch); Bản vẽ kỹ thuật tiêu chuẩn quốc tế; Nhà xuất bản Giáo dục, 1998.

[17] Ủy ban Khoa học Kỹ thuật nhà nước Việt Nam, Tiêu chuẩn nhà nước Việt Nam, Ban hành từ năm 1994 - 2004.

[18] Nguyen Van Yen; A fogaskerék fogalakjának rajzolása és vizsgálása; BME Gépelemek Tanszék Közleményei, 72 szám; 1993.

[19] Nguyễn Văn Yến - Ngô Tấn Thống; MasterCam 9.1 Lập trinh CNC nâng cao; Nhà xuất bản Giao thông Vận tải; 2004.

[20] Nguyễn Văn Yến - Ngô Tấn Thống; ProEngineer Wilfer Thiết lập bản vẽ và lập trình CNC; Nhà xuất bản Giao thông Vận tải; 2005.

[21] Nguyễn Văn Yến; Thiết lập các bản vẽ trong đồ án môn học Chi tiết máy; Nhà xuất bản Giao thông Vận tải; 2005.